

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA
ENDEREZADORA DE LÁMINAS DE ACERO
INOXIDABLE DE 0,30 A 0,60 mm DE ESPESOR Y
1,22m DE ANCHO.**

AUTOR:

FERNANDO DAVID DUCHE TIBÁN

DIRIGIDO POR:

ING. MILTON SALOMÓN JAMI LEMA

QUITO, ENERO 2015

CERTIFICACIÓN

Yo, Ing. Milton Salomón Jami Lema, certifico que el presente trabajo previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico fue desarrollado y elaborado en su totalidad por el señor Fernando David Duche Tibán.

Los conceptos desarrollados, análisis realizados y las conclusiones del presente trabajo, son de exclusiva responsabilidad del autor.

Atentamente:

Ing. Milton Salomón Jami Lema

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO DEL TRABAJO DE GRADO

Yo, Fernando David Duche Tibán, declaro bajo juramento que el trabajo realizado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado y se consultó las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento. A través de la presente declaración autorizo a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de grado y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaro que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Fernando David Duche Tibán

C.C.: 1715245179

DEDICATORIA

A mis padres, Homero y Alicia, que a lo largo de mi vida, siempre fueron y seguirán siendo un gran apoyo, su acertada educación desde el hogar me ha llevado a cumplir mis metas y muchas que aún están por realizarse.

A mi esposa Paulina, por su paciencia, comprensión, confianza, cariño y apoyo incondicional. Su bondad y sacrificio me inspiró a ser mejor, ahora puedo decir que ésta tesis lleva mucho de su persistencia, gracias por estar siempre a mi lado para cumplir otra etapa en mi vida

A mi tierna bebé, Yhara Micaela, que con su llegada me enseñó la responsabilidad de ser Padre, y su sonrisa es el aliento diario para continuar adelante trazándole un camino de felicidad, humildad y amor.

A mis hermanas y amigos, que con su apoyo consiguieron levantarme en situaciones difíciles.

A todos ustedes, los llevo en mi corazón.

Fernando

AGRADECIMIENTO

Dejo constancia de mi sincero agradecimiento a la Universidad Politécnica Salesiana, a los Catedráticos y Autoridades de la Carrera de Ingeniería Mecánica quienes con sus conocimientos y vocación de educadores contribuyeron a moldear gran parte de mi vida profesional.

Y un agradecimiento especial al Ing. Milton Salomón Jami Lema por haber tenido la paciencia y acertada guía en la dirección de este trabajo

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Ante la actual demanda de acero en sus diversas clasificaciones en el Ecuador un segmento del mercado en el cual existe un mayor crecimiento de la producción es la que involucra el consumo de acero inoxidable para la fabricación desde equipo quirúrgico, utensilios de cocina, vitrinas, anaqueles, paneras, congeladores, refrigeradores y todo tipo de equipos y maquinaria que involucre el empleo, manipulación o consumo del ser humano; todo gracias a las características químicas y físicas del acero inoxidable; sin embargo para lograr la producción de los elementos antes mencionados es necesario utilizar una línea de producción que permita el correcto manejo de dicho material.

Considerando que el 100% del acero inoxidable virgen es importado y las bobinas son la presentación más utilizada en la importación de esta materia prima, al mantener a una lámina de gran longitud enrollada en un mismo eje brindando la facilidad de almacenamiento y transporte.

Sin embargo los fabricantes deben considerar muchos factores que alteran la calidad de la lámina por ejemplo en su estructura molecular al sobrecargar de esfuerzos a las bobinas en el almacenamiento cuyos efectos no son visibles sin realizar un análisis del material y en especial su presentación como golpes, fisuras y deformaciones que son más visibles.

Los efectos producidos durante la elaboración de productos con acero inoxidable son la ruptura de las láminas al momento del corte, deformaciones impredecibles durante los procesos de prensado, troquelado o sucesivos moldeados.

A esto hay que añadirle un problema adicional el aumento en el margen de desperdicios del material sean estos ocasionados por los motivos ya mencionados y por no contar en la línea de producción con un proceso o equipo de recuperación de los mismos

JUSTIFICACIÓN

Analizado todo lo anteriormente dicho se debe mencionar que la necesidad de una mejor y mayor eficiencia de la Empresa PROMETAL consiste en reducir sus costos de producción.

Por lo tanto el presente proyecto de investigación es fundamental para mejorar parte de la línea de producción permitiendo aumentar los niveles de calidad de los productos que se manufacturen con acero inoxidable.

El diseño de una máquina enderezadora de láminas de acero inoxidable permitirá corregir los problemas de deformaciones al eliminar los esfuerzos producidos en el material al mantenerse enrollada en un mismo eje; siendo este el primer paso en la línea de producción de los diversos procesos de manufacturación, reduciendo los niveles de desperdicio a causa de las deformaciones durante el corte, troquelado o moldeado de la lámina.

El mecanismo también podrá ser empleado en la recuperación de las láminas reviradas al momento del corte que por sus dimensiones aún pueden ser utilizadas pero al no existir una máquina que permita su reutilización estas son desechadas, mejorando así la eficiencia en la producción y reduciendo el nivel de desperdicios, aumentando el nivel de eficacia al mantener el material en una misma línea de fabricación.

OBJETIVO GENERAL

Realizar el diseño y simulación de una máquina enderezadora de láminas de acero inoxidable de 0,30 a 0,60 mm de espesor y 1,22 m de ancho.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Ampliar los conocimientos en los sistemas de enderezado de láminas de acero inoxidable y los principios de funcionamiento.
2. Realizar una adecuada selección de los componentes y elementos de la máquina enderezadora de láminas de acero inoxidable.
3. Elaborar un presupuesto para la fabricación de la máquina mediante un análisis de costos de materiales e insumos, mano de obra y maquinaria.
4. Realizar una simulación de la máquina enderezadora utilizando el software Solidwork para garantizar el diseño de la máquina.

ALCANCE

El Proyecto de la máquina enderezadora consta de:

1. La teoría sobre la máquina enderezadora está basada en su mayor parte en los procesos de laminación del acero, debido a que no hay fuentes bibliográficas que tengan la suficiente información teórico-práctica sobre este tipo de mecanismos.
2. Un requerimiento para el dimensionamiento de la máquina consiste en trabajar con las medidas estándar de las láminas de acero inoxidable que se comercializan en el país que son, 2240mm de longitud y 1220mm de ancho y en el caso de las bobinas se mantendrá como estándar el ancho de 1220mm mientras la longitud será variable según el peso de la bobina.
3. Los cálculos estructurales estarán enfocados en los elementos más relevantes de la máquina como las placas de anclaje, columnas y vigas de soporte.
4. Diseño y selección de materiales para una serie de rodillos que permitan enderezar las láminas de acero inoxidable.
5. Determinar la potencia necesaria para el enderezamiento de las láminas de acero inoxidable y la correspondiente selección del motor.
6. Analizar los elementos eléctricos que forman parte de la máquina y dividirlos en los segmentos de potencia y control, para la presente tesis el cálculo para cada uno de ellos no será desarrollado, consecuentemente se realizará una selección apropiada de cada uno de ellos.
7. Los cálculos necesarios para la selección de los elementos como, rodillos guía, bandas, cadenas de transmisión, chumaceras, rodamientos, anillos de seguridad tornillos, pernos y engrasadores serán realizados según catálogos y recomendaciones de cada uno de los fabricantes.

- 8.** Realizar un análisis de costos de material, mano de obra, maquinaria y su presupuesto para determinar la rentabilidad de la fabricación de la máquina.
- 9.** Planos de Fabricación en conjunto de la máquina y de despiece de cada elemento.
- 10.** Simulación del Proyecto en el programa Solidwork para garantizar el diseño de la máquina.

HIPÓTESIS

Obtener láminas totalmente planas de las bobinas de acero inoxidable en espesores de 0,30 a 0,6 mm y ancho de 1,22m mediante el diseño y simulación de una máquina que permita optimizar el tiempo y movimientos en la fabricación de los diferentes artículos de la empresa PROMETAL.

METODOLOGÍA

Durante la elaboración del diseño de la máquina enderezadora de láminas de acero inoxidable, se aprovecharán algunas herramientas de la metodología de la investigación, concentrándose en resolver los problemas puntuales del diseño del mecanismo que sean de carácter estructural, mecánico, eléctrico o financiero.

Para lo cual se realizará un estudio de exploración a empresas que posean máquinas similares y de allí plantear un diseño previo al inicio de este proyecto.

DEL MARCO TEÓRICO

Por medio de una investigación inicial documentada de los diversos mecanismos que utiliza la máquina y además del proceso de producción que involucra y podrían ser modificados con el empleo de la misma, para lo cual se iniciará con un caso particular hasta llegar a un conocimiento general del funcionamiento de la máquina en sus diferentes componentes.

DEL DISEÑO

Para el diseño se utilizarán las teorías generales de aplicación a los mecanismos de la máquina obtenidos del estudio teórico preliminar y se plantearán alternativas que provoquen la factibilidad del diseño de la máquina enderezadora.

Además, se diseña la máquina en su conjunto y no el de elementos menores que por su naturaleza de mantenimiento se producen bajo normas de calidad o funcionalidad y estos deben ser seleccionados según catálogos y recomendaciones de los fabricantes, siendo estos componentes motores, reductores de velocidad (motoreductores), cilindros neumáticos, bandas, rodamientos y chumaceras.

ÍNDICE

CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO	1
1.1.- ¿QUÉ ES EL ACERO INOXIDABLE?	1
1.1.1.- Conocimiento básico del proceso de producción	3
1.1.2.- Laminación en frío	3
1.1.3.- Clasificación del acero inoxidable	4
1.1.4.- Clasificación de bobinas de acero inoxidable	6
1.2.- ¿Por qué enderezar?	7
1.2.1.-Tensiones y desigualdades en las bobinas de acero	11
1.3.- Principios de enderezamiento	13
1.3.1.- Métodos de enderezado a máquina	14
1.3.1.1.- Enderezado por rodillos paralelos	14
1.3.2.2.- Enderezado por rodillos múltiples	15
1.4.- Diseño de ejes y sus componentes	17
1.4.1.- Consideraciones para el diseño de ejes	18
1.4.1.- Secuencia de diseño para transmisión de potencia	19
 CAPITULO II DISEÑO DE LA MÁQUINA	
2.-CÁLCULOS	21
2.1.- Restricciones de diseño	21
2.2.- Cálculo de la fuerza de enderezamiento	23
2.2.1.- Ecuación típica de una configuración de 5 rodillos de enderezado	24
2.2.1.1.- Determinación de las propiedades mecánicas y físicas del acero	24
2.2.1.2.- Determinación del módulo de sección de la lámina metálica	25
2.2.1.2.1.- Determinar la distancia del esfuerzo por flexión al eje neutro	26
2.2.1.3- Determinar la distancia del momento torsor	27
2.2.1.4- Resolución de la fuerza de enderezamiento	27

2.3.- Consideraciones para la transmisión de fuerza de enderezado	28
2.3.1.- Facilidad de construcción y montaje	28
2.3.2.- Facilidad de mantenimiento	28
2.3.3.- Seguridad	28
2.3.4.- Costo de fabricación	29
2.3.5.-Valoración numérica	29
2.3.6.-Factor de ponderación	29
2.3.7.- Estudio de alternativas para transmisión de fuerza de enderezado	30
2.3.7.1.- Alternativa A: Transmisión de fuerza con cilindros hidráulicos	30
2.3.7.2.- Alternativa B: Transmisión de fuerza con cilindros neumáticos	31
2.3.7.3.- Evaluación de las alternativas	32
2.3.7.3.1.- Selección de la alternativa del sistema de transmisión de fuerza	32
2.4.- Cilindros neumáticos	33
2.4.1.- Selección de cilindros neumáticos	33
2.4.1.1.- Cilindros de doble efecto	33
2.4.2.- Selección el diámetro del tubo del cilindro	34
2.4.2.1.- Determine la presión de funcionamiento	35
2.4.2.2.- Selección de velocidad máxima de carrera	36
2.4.2.3.- Carrera máxima del cilindro neumático con carga lateral	38
2.4.2.4.- Consumo de aire del cilindro	39
2.4.2.5.- Selección del diámetro de la tubería	40
2.4.2.6.- Consumo de aire requerido del cilindro y del conexionado	41
2.4.2.7.- Datos del cilindro de acuerdo con tablas de selección Festo	42
2.4.2.8.- Cálculo del consumo total de aire de la enderezadora	42
2.4.2.9.- Elementos de un circuito neumático	43
2.4.2.9.1.- Válvulas distribuidoras	43
2.4.2.9.2.- Elementos de conexión	45

2.4.2.9.3.- Selección del cilindro neumático con los datos determinados	46
2.5.- Cálculo de la potencia del motor	47
2.5.1.- Inercia de las masas en movimiento	48
2.5.1.1.- Inercia de un cilindro macizo	48
2.5.1.2.- Inercia de un cilindro hueco	49
2.5.1.3.- Volumen de un cilindro macizo	49
2.5.1.4.- Volumen de un cilindro hueco	50
2.5.1.5.- Masa de un cuerpo	50
2.5.1.6.- Velocidad angular	50
2.5.1.7.- Aceleración angular	50
2.5.1.8.- Determinación del torque	51
2.5.1.9.- Potencia	52
2.5.2.- Cálculo de la potencia para mover la bobina de acero inoxidable	52
2.5.2.1.- Cálculo de la velocidad angular	52
2.5.2.2.- Cálculo de la aceleración angular	53
2.5.2.3.- Cálculo de la inercia de la bobina	53
2.5.2.4.- Cálculo del Torque	54
2.5.2.5.- Cálculo de la potencia para la bobina	54
2.5.3.- Cálculo de la potencia para la enderezadora	54
2.5.3.1.- Cálculo del cilindro enderezador	55
2.5.3.2.- Inercia de los rodillos	57
2.5.3.3.- Cálculo de la potencia	58
2.5.3.4.- Potencia suministrada por el motor	69
2.6.-Relación de transmisión mecánica	60
2.6.1.- Clasificación de las transmisiones mecánicas	61
2.6.1.2.- Transmisión por catarina y cadenas	63
2.6.1.2.1.- Selección de la cadena de transmisión	64

2.6.1.3.-Cálculo de la potencia de diseño de la transmisión por cadena	65
2.6.1.3.1.- Cálculo de la potencia de una cadena de rodillos y un solo torón	66
2.6.1.3.2.- Cálculo de los factores K2 por torones múltiples	67
2.6.1.3.3.- Cálculo del factor de servicio por el número de dientes	67
2.6.1.3.4.- Cálculo del diámetro de la catarina mayor	68
2.6.1.3.5.- Cálculo de la longitud de la cadena	69
2.7.- Cálculo de ejes	71
2.7.1.- Generalidades	71
2.7.1.1.- Diseño del eje de arrastre	72
2.7.1.1.1.- Cálculo de la fuerza de la bobina	73
2.7.1.1.2.- Cálculo del torque en la catarina mayor	73
2.7.1.1.3.- Flexión del eje en el plano “YX”	74
2.7.1.1.4.- Aplicación de software de diseño Msolid 3.5	74
2.7.1.1.5.- Flexión del eje en el plano “ZX”	77
2.7.1.1.6.- Diámetro del eje de arrastre	79
2.7.1.1.7.- Diseño a fatiga para determinar el material del eje de arrastre	80
2.7.1.1.8.-Cálculo del diámetro del eje de arrastre con soderberg	83
2.7.1.2.-Diseño del eje enderezador	84
2.7.1.2.1.-Diámetro del eje de enderezado	84
2.7.1.2.2.- Diseño a fatiga para determinar el material del eje enderezador	86
2.7.1.2.3.-Cálculo del diámetro del eje enderezador según soderberg	86
2.8.- Diseño de placa de soporte	87
2.8.1.- Pandeo de la placa soporte de rodillos	88
2.8.2.- Selección de rodamientos	91
2.8.3.- Duración nominal del rodamiento	92
2.9.- Cálculo de la estructura de soporte	95
2.9.1.-Dimensionamiento	95

2.9.2- Diseño del perfil de la base	95
2.9.2.1.- Ubicación de la carga distribuida	96
2.9.2.2.-Selección del perfil de la base	99
2.9.3.-Selección del perfil (ecuación de Euler)	100
2.9.3.1.- Esfuerzo real del material A-36	101
2.9.3.1.1.- Área necesaria para escoger el perfil	101
2.9.4.-Cálculo del esfuerzo real	101
2.9.4.1.-Cálculo del área necesaria para seleccionar el perfil	102
2.9.5.-Cálculo de uniones soldadas	105

CAPÍTULO III ANÁLISIS DE COSTOS

3.1.- INTRODUCCIÓN	107
3.1.1.-Costo de diseño	107
3.1.2.-Costos de materiales	107
3.1.3.-Costo del sistema eléctrico y neumático	107
3.1.4.- Costo de mano de obra	108
3.1.5.- Imprevistos	108
3.2.- Detalles de costos de materiales	108
3.2.1.-Costo de materiales del bastidor	108
3.2.2.- Costo de materiales de la caja porta rodillos	109
3.2.3 – Costo de materiales de control de encendido	110
3.2.4.-Costo de materiales del sistema neumático	110
3.3.- Detalle de costos de mano de obra	110
3.3.1.-Costo de mano de obra del bastidor	110
3.3.2 Costo de mano de obra de la caja porta rodillos	111
3.4.- Costo total de máquina enderezadora	111
CONCLUSIONES	112

RECOMENDACIONES	113
BIBLIOGRAFÍA	114
DIRECCIONES ELECTRÓNICAS	115
ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

FIGURA N° 1.1. Como se forma la película de óxido de cromo	2
FIGURA N° 1.2. Diferentes presentaciones de las láminas de acero inoxidable	7
FIGURA N° 1.3. Deformación de una pieza oxicortada	8
FIGURA N° 1.4. Deformación en piezas cortadas con láser	8
FIGURA N° 1.5. Camber en las láminas de acero inoxidable	8
FIGURA N° 1.6. Falta de planitud en la pieza después de ser perforada	9
FIGURA N° 1.7. Desviaciones en las medidas durante el rebordeado	9
FIGURA N° 1.8. Deformaciones en el curvado	10
FIGURA N° 1.9. Deformaciones en el curvado	11
FIGURA N° 1.10. Errores típicos de planitud de los rollos de chapa (bobinas)	12
FIGURA N° 1.11.- Enderezado con rodillos paralelos	15

CAPÍTULO II

FIGURA N° 2.1. Dimensiones generales de una bobina de acero inoxidable	21
FIGURA N° 2.2. Dimensiones generales de una bobina de acero inoxidable	22
FIGURA N° 2.3. Diagrama básico para determinar la fuerza requerida de alineación usando la deformación del límite elástico	23
FIGURA N° 2.4. Diagrama para obtener la Inercia	25
FIGURA N° 2.5. Diagrama para obtener la Ymax de la lámina metálica	26
FIGURA N° 2.6. Diagrama de un sistema hidráulico para transmisión de fuerza.	30
FIGURA N° 2.7. Diagrama de un sistema neumático para transmisión de fuerza.	31
FIGURA N° 2.8. Diagrama de un cilindro de doble efecto	34
FIGURA N° 2.9. Factor de carga en función de la aplicación requerida	34
FIGURA N° 2.10. Selección del diámetro del cilindro del cilindro neumático	36

FIGURA N° 2.11. Selección del diámetro del cilindro del cilindro neumático	37
FIGURA N° 2.12. Carrera máxima para un cilindro con una carga lateral	38
FIGURA N° 2.13. Consumo de aire del cilindro neumático	39
FIGURA N° 2.14. Consumo de aire del tubo o de la tubería de acero (Para un ciclo)	40
FIGURA N° 2.15. Volumen de aire requerido del cilindro y del conexionado	41
FIGURA N° 2.16. Válvula distribuidora	43
FIGURA N° 2.17. Válvula distribuidora de 5 vías 2 posiciones	44
FIGURA N° 2.18. Acoples rápidos	46
FIGURA N° 2.19. Tubo enderezador y propiedades físicas en solidwork	56
FIGURA N° 2.20. Diagrama del sistema de rodillos de la enderezadora	57
FIGURA N° 2.21. Transmisión por cadena de rodillos	62
FIGURA N° 2.22. Transmisión por bandas.	62
FIGURA N° 2.23. Transmisión por engranajes.	62
FIGURA N° 2.24. Componentes básicos de las cadenas – Terminología de cadenas	63
FIGURA N° 2.25. Motoreductor de ejes coaxiales	64
FIGURA N° 2.26. Factor de Servicio Ks para cadenas	65
FIGURA N° 2.27. Capacidad de potencia de una cadena simple y un solo torón	66
FIGURA N° 2.28. Factores K2 por torones múltiples	67
FIGURA N° 2.29. Factores K1 Corrección por dientes	68
FIGURA N° 2.30. Composición de elementos en la transmisión de potencia	70
FIGURA N° 2.31. Ubicación de rodillos	72
FIGURA N° 2.32. Diagrama de eje de arrastre	72
FIGURA N° 2.33. Diagrama de la fuerza de la bobina	73
FIGURA N° 2.34. Diagrama de cuerpo libre del eje de arrastre en plano XY	74
FIGURA N° 2.35. Datos de longitud y apoyos del eje de arrastre	75

FIGURA N° 2.36. Cargas que se aplican al eje de arrastre	75
FIGURA N° 2.37. Tabla de resultados en el plano XY	76
FIGURA N° 2.38. Flexión en el eje de arrastre en el plano XZ	77
FIGURA N° 2.39. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante del eje de arrastre	77
FIGURA N° 2.40. Ss según código ASME para acero comercial	79
FIGURA N° 2.41. Factores de choque y fatiga según código ASME	79
FIGURA N° 2.42. Diagrama de cuerpo libre del eje enderezador	84
FIGURA N° 2.43. Cargas que se aplican al eje enderezador	85
FIGURA N° 2.44. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante del eje enderezador	85
FIGURA N° 2.45. Esquema de aplastamiento	87
FIGURA N° 2.46. Esquema de pandeo	88
FIGURA N° 2.47. Área necesaria para el diseño del perfil	97
FIGURA N° 2.48. Carga distribuida, diagrama de corte y momento de la pieza N° 1	98
FIGURA N° 2.49. Trazado la bancada en Sap 2000 v15 con perfiles de doble G	102
FIGURA N° 2.50. Aplicación de cargas a la estructura de la bancada	103
FIGURA N° 2.51. Diagrama con las reacciones en los apoyos de la bancada	103
FIGURA N° 2.52. Diagrama de torsión de la bancada	103
FIGURA N° 2.53. Diagrama Axial de Fuerza del bastidor realizado en sap 2000v15.	104
FIGURA N° 2.54. Diagrama de momento en el bastidor realizado en SAP 2000v15	104
FIGURA N° 2.55. Diagrama de fuerza de cizallamiento de la bancada	104
FIGURA N° 2.56. Geometría de la Junta de Soldadura del porta pistones	105
FIGURA N° 2.57. Esfuerzo cortante y momento del porta pistones	105
FIGURA N° 2.58. Geometría de la Junta de Soldadura del porta pistones	106

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO I

Tabla N° 1. Clasificación de los aceros inoxidables	5
Tabla N° 2. Peso del acero inoxidable según Norma ASTM A240	6

CAPÍTULO II

Tabla N° 2.1. Evaluación de las alternativas del sistema de transmisión de fuerza	32
Tabla N° 2.2. Datos para selección de cilindro neumático	42
Tabla N° 2.3. Selección de la tubería	45
Tabla N° 2.4. Selección de elementos neumáticos	46
Tabla N° 2.5. Datos de catálogo del tubo enderezador de 6 plg.	55
Tabla N° 2.6. Dimensiones de elementos macizos	57
Tabla N° 2.7. Dimensiones de elementos huecos	57
Tabla N° 2.8. Inercias de elementos del sistema.	58
Tabla 2.9 Cálculo de la potencia	58
Tabla N° 2.10. Datos de catálogo para la catarina menor	65
Tabla N° 2.11. Tabla cargas en los rodillos	88
Tabla N° 2.12. Duración nominal de un rodamiento en horas de servicio	93
Tabla N° 2.13. Cálculo de capacidad de carga (C)	93
Tabla N° 2.14. Peso de elementos de la enderezadora	96
Tabla N° 2.15. Perfil seleccionado para el marco de la bancada	100

CAPÍTULO III

Tabla N° 3.1. Materiales del bastidor	108
Tabla N° 3.2. Materiales caja porta rodillos	109
Tabla N° 3.3. Materiales control de encendido	110
Tabla N° 3.4. Materiales del sistema neumático	110
Tabla N° 3.5. Mano de obra del bastidor	110

Tabla N° 3.6. Mano de obra caja porta rodillos	111
Tabla N° 3.7. Costo total máquina cortadora rebobinadora	111

ÍNDICE DE ANEXOS

- Anexo 1.** Características del Acero Inoxidable AISI 304
- Anexo 2.** Transmisión de fuerza y movimiento
- Anexo 3.** Catálogo de Selección de Cilindros Neumáticos FESTO
- Anexo 4.** Hoja de Datos Técnicos del Cilindro Neumático FESTO
- Anexo 5.** Accesorios de Montaje para cilindros
- Anexo 6.** Factores de correctores de potencia
- Anexo 7.** Clasificación de motores WEG
- Anexo 8.** Clasificación de motoreductores
- Anexo 9.** Catálogo de Catarinas
- Anexo 10.** Propiedades AISI 1018
- Anexo 11.** Propiedades AISI 4340
- Anexo 12.** Clasificación de S_e según la resistencia mínima a la tensión.
- Anexo 13.** Clasificación de K_f resistencia a la fatiga
- Anexo 14.** Selección de Chumaceras Soporte abridado
- Anexo 15.** Selección de Rodamientos con carga dinámica
- Anexo 16.** Selección de Rodamientos carga dinámica
- Anexo 17.** Propiedades y Dimensiones de Tubería cuadrada
- Anexo 18.** Propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete
- Anexo 19.** Diagrama del sistema neumático de la enderezadora
- Anexo 20.** Diagrama del control de posición de los pistones

GLOSARIO DE TÉRMINOS

A-36 Standard Specification for Carbon Structural Steel.- Especificación Estandar para el acero estructural de baja aleación.

Aleación: Producto homogéneo de propiedades metálicas y compuesto de dos o más elementos, uno de los cuales, al menos, debe ser un metal

Alotrópicas: Propiedad de algunos elementos químicos de presentarse, en un mismo estado físico, en dos o más formas diferentes, cristalinas o moleculares.

Bobinas: Carrete sobre el que se enrolla hilo, alambre; en el caso del acero se enrolla para facilitar el transporte del acero a diferentes partes del mundo.

Carga: Fuerza u otra acción que resulta del peso de los materiales de construcción de la edificación, el peso y la actividad de sus ocupantes y sus pertenencias. Load.

Catarinas: Rueda pequeña y dentada que engrana con otra mayor en un mecanismo de transmisión de fuerza.

Cilindros enderezadores: Estructuras de una máquina enderezadora

Comba: Curvatura que toman algunos cuerpos sólidos cuando se tuercen

Corrosión: Deterioro de un material a consecuencia de un ataque electroquímico por su entorno. De manera más general, puede entenderse como la tendencia general que tienen los materiales a buscar su forma más estable o de menor energía interna

Cuñas: Pieza de madera o de metal en forma de prisma triangular. Sirve para hender o dividir cuerpos sólidos, para ajustar o apretar uno con otro, para calzarlos o para llenar alguna raja o círculo

Decapado: Eliminación por métodos abrasivos o químicos de las impurezas o pinturas que presenta una superficie

Deflexión: Deformación que sufre un elemento por el efecto de las flexiones internas.

Dureza: Resistencia de un material a la penetración y a las raspaduras

Elasticidad recuperadora: Encogimiento de un material a su posición inicial luego de que se aplicó una fuerza

Electrolitos: Cuerpo que en estado líquido o en disolución puede ser descompuesto por una corriente eléctrica

Enderezado: Poner derecho lo que está torcido o inclinado

Ferrita: Sustancia formada por partículas de óxido de hierro que se utiliza como material magnético

Fricción: Fuerza entre dos superficies en contacto, a aquella que se opone al movimiento entre ambas superficies o a la fuerza que se opone al inicio del deslizamiento.

Laminación: Proceso industrial por medio del cual se reduce el espesor de una lámina de metal o de materiales semejantes con la aplicación de presión mediante el uso de distintos procesos, como la laminación de anillos o el laminado de perfiles. Por tanto, este proceso se aplica sobre materiales con un buen nivel de maleabilidad. La máquina que realiza este proceso se le conoce como laminador.

Martensita: Nombre que recibe la fase cristalina BCC, en aleaciones ferrosas. Dicha fase se genera a partir de una transformación de fases sin difusión, a una velocidad que es muy cercana a la velocidad del sonido en el material.

Módulo de elasticidad: El módulo de Young o módulo de elasticidad longitudinal es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección en la que se aplica una fuerza. Este comportamiento fue observado y estudiado por el científico inglés Thomas Young.

Módulo de sección: Propiedad geométrica que establece las dimensiones de un elemento estructural.

Peso Lineal.- Carga ubicada en un área determinada.

Polea: Dispositivo mecánico de tracción, que sirve para transmitir una fuerza. Es el punto de apoyo de una cuerda que moviéndose se arrolla sobre ella sin dar una vuelta completa actuando en uno de sus extremos la resistencia y en otro la potencia

Recocido: El recocido es un tratamiento térmico cuya finalidad es el ablandamiento, la recuperación de la estructura o la eliminación de tensiones internas generalmente en metales.

Resistencia: Capacidad para resistir esfuerzos y fuerzas aplicadas sin romperse, adquirir deformaciones permanentes o deteriorarse de algún modo.

Rigidez: Capacidad de un elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones y/o desplazamientos

Rodamiento: Elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodaduras, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

Rodillos: Pieza de metal cilíndrica y giratoria que forma parte de diversos mecanismos.

Soldadura: Proceso de fabricación en donde se realiza la unión de dos piezas de un material, usualmente logrado a través de la coalescencia (fusión), en la cual las piezas son soldadas fundiendo, se puede agregar un material de aporte(metal o plástico),que al fundirse forma un charco de material fundido entre las piezas a soldar (el baño de soldadura) y, al enfriarse, se convierte en una unión fija a la que se le denomina cordón.

RESUMEN

El siguiente proyecto plantea el diseño de una máquina enderezadora de láminas de acero inoxidable de 0,30 hasta 0,60 mm, y un ancho de 1220 mm; su objetivo es eliminar las deformaciones en las láminas que metalúrgicamente son los esfuerzos residuales y ocurren a causa de muchas condiciones inherentes en la estructura y propiedades del metal incluyendo desorientación molecular provocadas por un mal almacenamiento o el transporte de las bobinas.

La presencia de estos esfuerzos pueden causar piezas deformadas en forma y medida siendo los resultados de estos esfuerzos visibles después de un proceso de conformado ya sea en frío o en caliente y actúan de forma negativa sobre las diferentes presentaciones de la lámina metálica.

El funcionamiento de la máquina se basa en el principio general de alinear deformaciones en láminas o piezas y consiste en aplicar suficiente fuerza en el punto a enderezar hasta llegar a su límite elástico, ésta operación puede ser necesaria de realizar varias veces y en varios puntos a lo largo de la pieza hasta que el elemento este recto y reducir los esfuerzos internos en el material que provocan la mayoría de las deformaciones en los procesos posteriores de la línea de producción, permitiendo el aumentando de los niveles de rentabilidad de la empresa y elaborando productos de mejor calidad.

ABSTRACT

The next project involves designing a stainless steel machine that flattens steel sheets from a range of 0,30 mm to 0,60 mm, and a width of 1220 mm. Its main function is to eliminate the distortions in the steel sheet that are metallurgical residual stresses that occur due to a number of many conditions inherent to the structure and properties of the metal, including molecular disorientation caused by the improper storage or transportation of coils.

The presence of such stresses can cause deformed pieces that are visible even after either a cold or warm refining process, which at the end acts negatively on the final presentation of the metal sheet.

The machine operates on the general principle of flattening sheets or deformed parts, which is applying enough force on the spot that needs to be flattened until it reaches its elastic limit.

We can perform this process, as many times as needed, and also in multiple spots until the piece of the sheet that we need to flatten is no longer visible.

Additionally, we can reduce the internal stresses in the material that provoke most of the deformities in the subsequent processes of the production line, making our company more profitable and allowing us to produce products of higher quality.

INTRODUCCIÓN

La compañía “PROMETAL” es una empresa privada con experiencia en el servicio al mercado arquitectónico del Ecuador, con la fabricación de estructuras metálicas para diversos proyectos inmobiliarios realizados siempre desde la perspectiva de calidad y beneficio compartido tanto social como económicamente.

Gracias al crecimiento de un importante segmento del mercado “PROMETAL” ha decidido incursionar en la fabricación de utensilios de cocina, vitrinas, anaqueles y paneras elementos que implican la manipulación por el ser humano; utilizando las características químicas y físicas del acero inoxidable.

Para un mejor manejo de costos de producción se ha elegido comprar bobinas de acero inoxidable sin embargo esta presentación trae consigo un problema que afecta a la línea de producción, disminuyendo la calidad final del producto e induciendo a una serie de fallas como: ondulaciones en el centro de la lámina, fisuras en los bordes de las bobinas y en especial deformaciones de curvatura en las piezas después de realizar un corte a la lámina, un troquelado o después de una serie de moldeados, cuyos efectos evidentes son el aumento de piezas dañadas, un elevado nivel de desperdicios como consecuencia de no recuperar a dichas piezas en etapas tempranas de la línea de producción como el corte de las láminas.

El siguiente proyecto plantea diseñar una máquina enderezadora de láminas de acero inoxidable en los espesores de 0,3 hasta 0,60 mm, para eliminar las deformaciones causadas por un mal almacenamiento o transporte de las bobinas y adicional disminuir los esfuerzos internos en el material que provocan la mayoría de las deformaciones en los procesos posteriores de la línea de producción, aumentando los niveles de rentabilidad de la empresa y elaborando productos de mejor calidad.

CAPÍTULO I

1.- MARCO TEÓRICO

1.1.- ¿QUÉ ES EL ACERO INOXIDABLE?

La mayoría de los metales se oxidan, por ejemplo, la plata se pone negra, el aluminio cambia a blanco, el cobre cambia a verde y, ordinariamente, el acero cambia a rojo. En el caso del acero, el hierro presente se combina con el oxígeno del aire para formar óxidos de hierro o herrumbre.

“A principios del siglo XX se descubrió que adicionando poco más de 10% de cromo al acero, éste no presentaba “herrumbre” bajo condiciones normales; la razón de ello es que el cromo suele unirse primeramente con el oxígeno para formar una delgada película transparente de óxido de cromo sobre la superficie del acero y excluye la oxidación adicional del acero inoxidable.”¹

En caso de que ocurra daño mecánico o químico, esta película es auto-reparable en presencia de oxígeno como se observa la Figura N° 1.1.

El acero inoxidable es esencialmente un acero de bajo carbono, el cual contiene un mínimo de aproximadamente 10% de cromo en peso.



El oxígeno del medio forma una película protectora de óxido de cromo sobre la superficie del acero inoxidable.

FIGURA N° 1.1. Como se forma la película de óxido de cromo.

FUENTE: <http://www.iminox.org.mx/pdf/manual1.pdf>

¹CENDI, “Manual de capacitación del acero inoxidable”, San Luis de Potosí, 2006, p.1.

Éste es, pues, uno de los mayores adelantos tecnológicos en la historia de la metalurgia; el descubrimiento del verdaderamente limpio acero inoxidable.

1.1.1.- Conocimiento básico del proceso de producción

“El proceso de fabricación inicia con la fusión de hierro, chatarra y ferroaleaciones de acuerdo al grado de acero inoxidable a preparar; continúa con la refinación del acero para eliminar impurezas y reducir el contenido de carbono; posteriormente el acero líquido se cuela en continuo, se corta en planchones y se forman los rollos rolados en caliente.”²

El proceso finaliza con el molino de laminación en frío, recocido y limpieza.

1.1.2.- Laminación en frío

Los rollos de acero inoxidable rolados en caliente se usan como materia prima para el proceso de laminación en frío. Este proceso consta de cuatro etapas que son: recocido y decapado de la materia prima, molinos de laminación en frío, línea de recocido y limpieza final, y por último la estación de acabado superficial.

El molino de laminación en frío reduce el espesor sin calentamiento previo de la lámina que se adelgaza. Actualmente, el tipo de molino más utilizado es el tipo sendzimir, el cual consiste en un molino reversible con monoblock rígido y veinte rodillos de soporte. Las características de laminación en este tipo de equipo son su excelente planicidad y la precisión en el espesor.

Después de los molinos sendzimir el material debe ser recocido ya que el trabajado en frío durante el rolado causa endurecimiento, por lo que, a fin de “ablandar” nuevamente el material, éste se somete a un tratamiento térmico. Este proceso

²Perfiles tubulares, Fischer Mexican, “*Rollos de acero inoxidable*”, ThyssenKrupp Mexinox, 2006, p.59

consiste en la aplicación de calor a las bobinas de acero inoxidable durante un tiempo específico hasta que se logra un calentamiento uniforme a una determinada temperatura, donde la estructura cristalina regresa a su forma natural, previa al rolado en frío.

Después del recocido, las bobinas de acero inoxidable pasan a la etapa de limpieza que usualmente consiste en una serie de baños electrolíticos y de mezcla de ácidos; posteriormente los rollos están listos para su acabado final, el cual puede ser opaco, brillante, pulido con abrasivos, o bien con una textura impresa.

1.1.3.- Clasificación del acero inoxidable

Existen varios grupos o familias de aceros inoxidables, y cada uno contiene un número específico de tipos con características distintas. Con objeto de entender la nomenclatura, es necesario establecer que la estructura interna de los metales está compuesta de un arreglo entre los átomos que forma una red espacial y que para su estudio se ha llamado estructura cristalina.³

El hierro existe en tres formas cristalinas que son: alfa, gama y delta en diferentes y temperaturas específicas, desde la temperatura ambiente y hasta el punto de fusión. Los límites específicos que definen estas formas alotrópicas varían con el contenido de carbono, y las estructuras cristalinas varían de acuerdo con su capacidad para disolver el carbono. Ferrita es el cristal centrado en el cuerpo con una capacidad muy limitada de disolver carbono; austenita es la forma gama (γ -austenita) y es un cristal centrado en la cara con alta capacidad de disolver carbono.

La Ferrita cambia a austenita a temperaturas que disminuyen desde 910°C conjuntamente con el incremento de carbono y el enfriamiento lento permite un

³Cfr. <http://www.iminox.org.mx/pdf/manual1.pdf>

gradual y ordenado regreso a ferrita. Sin embargo cuando la aleación Fe-C es enfriada rápidamente, el carbono queda fuera de la solución y produce una estructura acicular llamada martensita, la cual es muy dura. Estos tres términos —martensita, ferrita y austenita son también las descripciones de las tres principales familias de aceros inoxidables.

El acero inoxidable puede ser clasificado en cinco diferentes familias; cuatro de éstas corresponden a las particulares estructuras cristalinas formadas en la aleación: austenita, ferrita, martensita, y dúplex (austenita más ferrita); mientras que la quinta familia son las aleaciones endurecidas por precipitación, que están basadas más en el tipo de tratamiento térmico usado que en la estructura cristalina como se puede observar en la Tabla N°1.

Tabla N°1. Clasificación de los aceros inoxidables

Clase	Clasificación AISI	Ejemplos de especificaciones
I Martensíticos	SERIE 400	410, 420, 431
II Ferríticos		409, 430, 434
III Austeníticos	SERIES 200 y 300	304, 304L, 321, 316
IV Dúplex	Se usa el nombre comercial	329, 2205
V Endurecibles por precipitación		17-4 PH, 15-5 PH 17-7 PH, 15-7 MO

FUENTE: Tomado de: <http://www.iminox.org.mx/pdf/manual1.pdf>

1.1.4.- Clasificación de bobinas de acero inoxidable

El acero inoxidable se clasifican según la Norma ASTM A240/240M, A666 y para lo cual utiliza los certificados de inspección EN 10204 3.1.B o su correspondiente DIN 50049 3.1B, y la misma es utilizada para calcular los pesos de las diferentes presentaciones del material sea este en forma de bobinas o planchas como se puede ver en la Tabla N° 2. Para lo cual se detalla a continuación una especificación de una de la clasificación de bobinas y planchas según la norma: ⁴

Planchas: AISI 430, 304, 304L Y 316L

Espesores: 0,5 a 32 mm

Formatos: 1000x2000, 1000x3000 y 1500x6000 mm

Calidad superficial: No. 2B

Con o sin film protector (PVC, PF4)

Tabla N° 2. Peso del acero inoxidable según Norma ASTM A240

PESOS TEÓRICOS DE BOBINAS Y PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE POR FORMATO							
ESPESOR (mm)	PESO/mt (Kg)	BOBINAS		PLANCHAS			
		1000-Rollo (Kg/mt)	1500-Rollo (Kg/mt)	1000x2000 (Kg)	1000x3000 (Kg)	1500x3000 (Kg)	1500x6000 (Kg)
0.3	2.4						
0.4	3.2	3.2					
0.5	4.0	4.0		8.0	12.0		
0.6	4.8	4.8	9.6	9.6	14.4		
0.8	6.4	6.4	9.6	12.8	19.2	28.8	
1	8.0	8.0	12.0	16.0	24.0	36.0	
1.2	9.6	9.6	14.4	19.2	28.8	43.2	
1.5	12.0	12.0	18.0	24.0	36.0	54.0	
2	16.0	16.0	24.0	32.0	48.0	72.0	
2.5	20.0	20.0	30.0	40.0	60.0	90.0	
3	24.0	24.0	36.0	48.0	72.0(*)	108.0	
4	32.0				96.0	144.0	288.0
5	40.0				120.0	180.0	360.0
6	48.0				144.0	216.0	432.0
8	64.0				192.0	288.0	576.0
10	80.0					360.0	720.0
12	96.0					432.0	864.0
16	128.0					576.0	1152.0
20	160.0					720.0	1440.0
25	200.0					900.0	
32	256.0					1152.0	

(**) Parte plana y con diamante, respectivamente.

FUENTE: Tomado de: <http://www.acermet.cl/aceros-inoxidables-bobinas-y-planchas.htm>

⁴ Cfr. <http://www.acermet.cl/aceros-inoxidables-bobinas-y-planchas.htm>

PLANCHAS DIAMANTADAS: AISI 304L

Espesor: 3.0 – 4.4 mm

Formatos: 1000x3000 mm

Calidad superficial: No. 1

En la Figura N° 1.2 se observa las presentaciones comerciales de las láminas de acero inoxidable

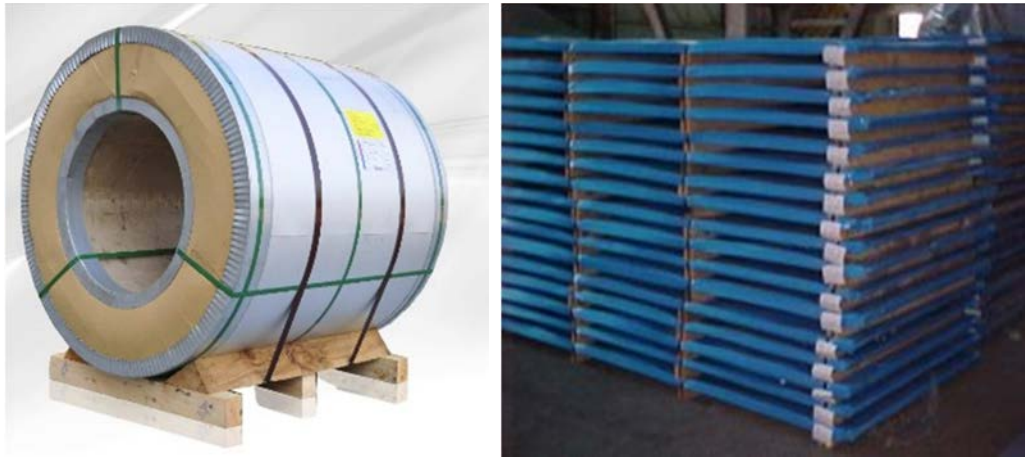


FIGURA N° 1.2. Diferentes presentaciones de las láminas de acero inoxidable

FUENTE: Tomado de: [http://www.chiafar.com/english/products01.html?gclid=CL](http://www.chiafar.com/english/products01.html?gclid=CL346pLtjK4CFYpR7AodijlQQ)

346pLtjK4CFYpR7AodijlQQ

1.2.- ¿Por qué enderezar?

En el material existen tensiones y desigualdades en el material, hay procedimientos de separación mecánicos o térmicos que ocasionan con mayor frecuencia la aparición de deformaciones en la lámina metálica y actúan de forma negativa sobre varios procesos de mecanizado en una línea de producción.

Las láminas o las piezas planas y libres de tensiones aumentan la estabilidad de los procesos sucesivos en el mecanizado, con ello se aumenta la calidad del producto final, mientras que se reduce el coste para el mecanizado posterior y el material de desecho, como podemos observar en las Figuras N° 1.3, Figura N° 1.4, Figura N° 1.5 y Figura N° 1.6.

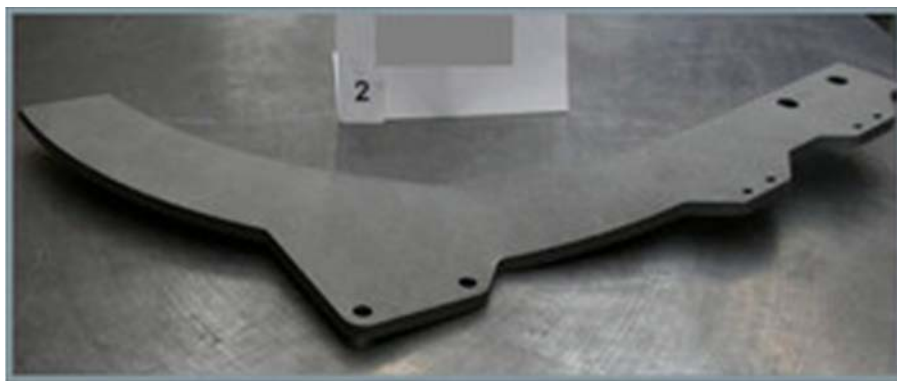


FIGURA N° 1.3. Deformación de una pieza oxicortada



FIGURA N° 1.4. Deformación en piezas cortadas con laser

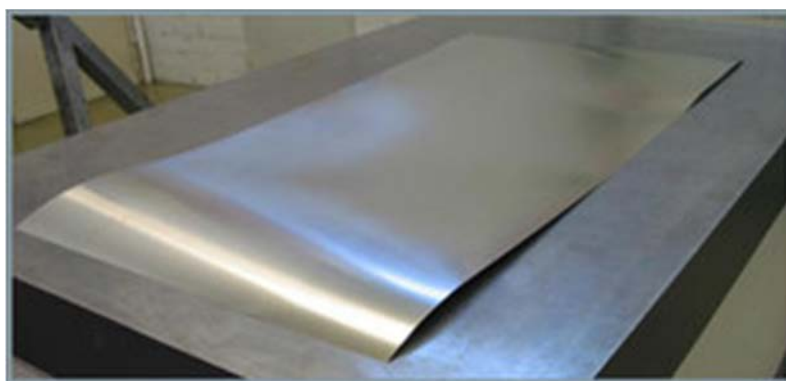


FIGURA N° 1.5. Camber en las láminas de acero inoxidable

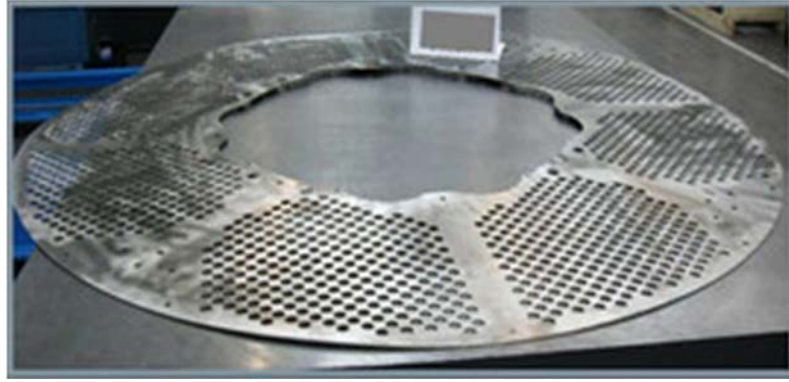


FIGURA N° 1.6. Falta de planitud en la pieza después de ser perforada

Todas las figuras tienen una misma fuente bibliográfica

FUENTE: Tomado de: <http://www.arku.de/es/por-que-enderezar/problemas-durante-el-mecanizado/de-chapas-y-piezas-de-chapa.html>

Además de los problemas ya mencionados existen otro tipo de deformaciones en las piezas durante el mecanizado de las láminas o en piezas no enderezadas. Por ejemplo durante el rebordeado de las láminas se liberan las tensiones, debido a ello se originan errores de geometría en especial las piezas con ángulos, que aumentan el coste del mecanizado posterior y del material de desecho como se visualiza en la Figura N° 1.7.

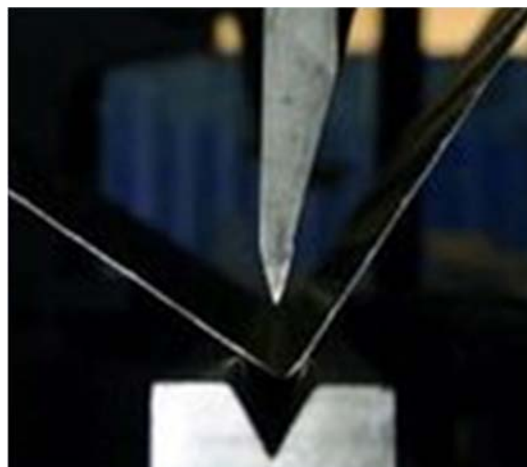


FIGURA N° 1.7. Desviaciones en las medidas durante el rebordeado

FUENTE: Autor

Durante los procesos de curvado en redondo, tanto las tensiones como las desigualdades en la lámina producen deformaciones y menoscaban con ello la exactitud de las medidas como se observa en la Figura N° 1.8.



FIGURA N° 1.8. Deformaciones en el curvado

FUENTE: Autor

Un problema que se presenta con frecuencia es durante el proceso de soldadura, debido a la acción del calor, liberando las tensiones y si a esto se aumenta desigualdades en el material provocando mecanizados posteriores, lo que hace que aumenten los tiempos de mecanización. Además, la seguridad en el proceso disminuye al utilizar robots de soldadura como se puede ver en la Figura N° 1.9. La preparación para la soldadura con material no enderezado es muy costosa.

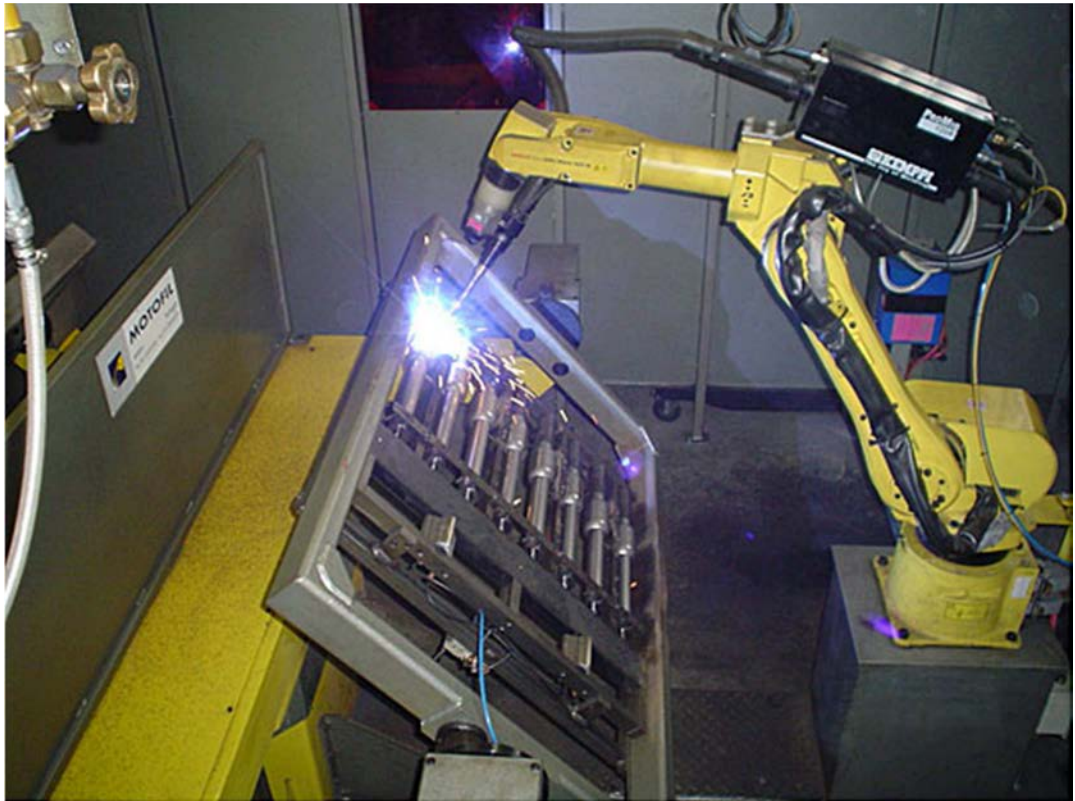


FIGURA N° 1.9. Deformaciones por soldadura.

FUENTE: Tomado de: http://www.mecaniquesjoan.com/tuboscurvados/maquinaria/soldaduras_79_26

1.2.1.-Tensiones y desigualdades en las bobinas de acero

Los errores más frecuentes son la curvatura del rollo y el abombado transversal. La curvatura del rollo se debe a la deformación plástica durante el proceso de enrollado. El abombado transversal, por el contrario, se debe a la refrigeración desigual del material a laminar sobre la anchura de las bobinas conocidas como tensiones residuales.⁵

⁵ Cfr.: <http://www.arku.de/es/por-que-enderezar/tensiones-y-desigualdades/en-chapas-y-piezas-de-chapas.html>

En general, se puede constatar que los defectos del rollo de lámina metálica pueden ser la mayoría de veces causados por el proceso de laminado o a los subsiguientes procedimientos de separación como el corte longitudinal de la bobina.

Los errores típicos de planitud en las bobinas se pueden observar en la Figura N°1.10.

“...muchos de estos defectos también se deben al transporte del material aumentando las tensiones residuales por exceso de peso y a un mal almacenamiento de las bobinas en las bodegas, provocando golpes, fisuras y roturas a lo largo y ancho de la lámina metálica.”⁶

En las varillas o tubos, los esfuerzos residuales usualmente toman forma de campana o serpiente (una serie de curvas) y en los elementos delgados rectangulares o con formas irregulares, las desviaciones generalmente se forman respecto a una línea de alineación a este efecto se le conoce como COMBA.

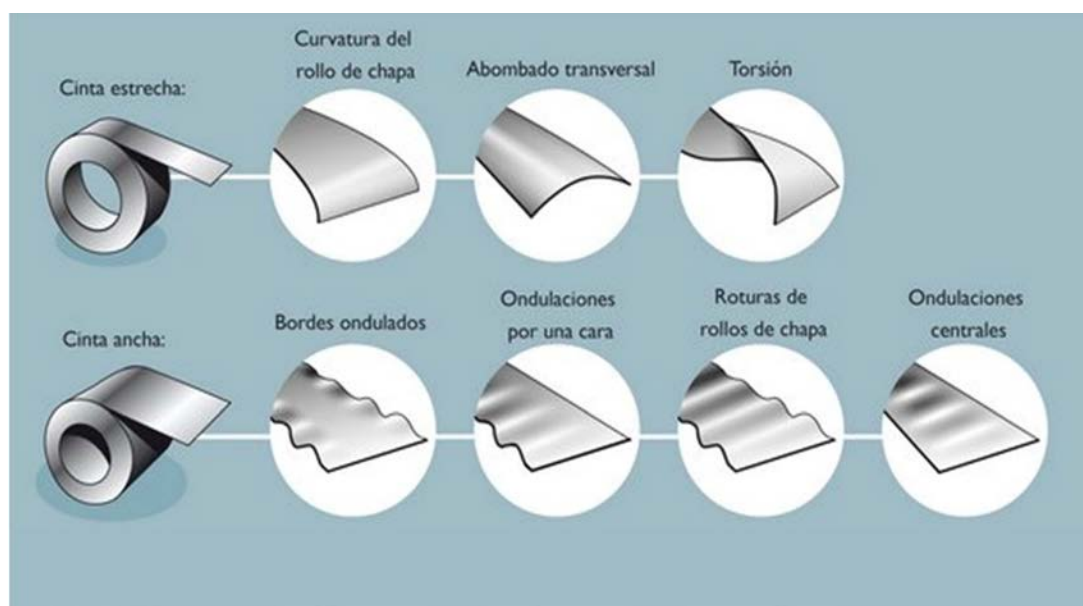


FIGURA N° 1.10. Errores típicos de planitud de los rollos de chapa (bobinas)

FUENTE: Tomado de: <http://www.arku.de/es/por-que-enderezar/problemasdurante-el-mecanizado/de-rollos-de-chapa.html>

⁶ <http://www.arku.de/es/por-que-enderezar/problemas-durante-el-mecanizado/de-rollos-de-chapa.html>

1.3.- Principios de enderezamiento

Metalúrgicamente los esfuerzos residuales ocurren por causa de muchas condiciones inherentes en la estructura y propiedades del metal, incluyendo desorientación molecular, la presencia de estos esfuerzos pueden causar piezas deformadas en forma y medida. Los resultados de estos esfuerzos son visibles después de un trabajo ya sea en frío o en caliente con las diferentes presentaciones del material. Se utiliza como fundamento “El principio general para enderezar deformaciones en láminas o piezas es mover el material más allá de su límite elástico”⁷

De acuerdo con la intensidad y tipo de la deformación en chapas y tubos y de la forma de la sección en los perfiles, se emplean las técnicas de trabajo más efectivas y convenientes, las cuales activan una forma recuperadora tanto en estado frío como también en estado caliente al rojo del material.

En las chapas, tubos y perfiles deformados, torcidos o tensionados se presentan estiramientos y aplastamientos en el material:

En los radios exteriores de flexiones se presentan tensiones de tracción a través del estiramiento del material, en los radios interiores de flexiones se presentan tensiones de presión a través del aplastamiento del material

Los materiales oponen una resistencia contraria a cada cambio de forma o deformación.

Si el efecto de fuerza es pequeño solamente, no se somete la resistencia del material, el material se encoje a su posición inicial nuevamente la dilatación fue elástica. Este fenómeno se denomina como ‘elasticidad recuperadora’.

⁷ ALTAN, Taylan, “*Metalfoming’s New Shape.*”, American Machinist, Diciembre de 1981, p.122.

1.3.1.- Métodos de enderezado a máquina

Existen máquinas para enderezamiento que incluyen ejes para presión tanto mecánicos como hidráulicos, que varían en tamaño, desde muy pequeñas hasta unidades con pesadas prensas para piezas con secciones transversales más grandes.

Su funcionamiento consiste en aplicar suficiente fuerza en el punto a enderezar hasta llegar a su límite elástico. Esta operación puede ser necesaria de realizar varias veces y en varios puntos a lo largo de la pieza hasta que el elemento a enderezar este recto.

1.3.1.1.- Enderezado por rodillos paralelos

Como se puede observar en la Figura N° 1.11, en este método una serie de rodillos están dispuestos de manera que el material no plano se mueve entre ellos, flexionando en cantidades decrecientes y direcciones opuestas a medida que avanzan. Las láminas y/o tiras de material son generalmente enderezadas solo en la superficie plana aunque se pueden colocar guías a los bordes para garantizar también su alineación en el otro sentido.

Los juegos de rodillos a menudo se encuentran sin un mecanismo de accionamiento y están situados entre las bobinas y un mecanismo de alimentación o arrastre que tira o empuja el material a través de los cilindros enderezadores.

Este sistema aparte de enderezar láminas es muy empleado en otros procesos de producción como el modelado, el estampado o en líneas de corte cuyas máquinas están integradas a una alimentadora para tirar del material a través de los rodillos en estas operaciones específicas.



FIGURA N° 1.11.- Enderezado con rodillos paralelos

FUENTE: Tomado de: <http://www.arku.de/es/por-que-enderezar/metodo-de-enderezado-con-cilindros.html>

1.3.2.2.- Enderezado por rodillos múltiples

Este método utiliza una serie de rodillos dispuestos de manera que el material se mueve entre ellos, flexionando en cantidades decrecientes a medida que avanza.

Los juegos de rodillos se encuentran a menudo sin un mecanismo de accionamiento y están situados entre las bobinas en espiral y un mecanismo de alimentación que tira o empuja el material a través de los rodillos.

El modelado, el estampado o el corte longitudinal de la bobina en estas máquinas están integrados con una alimentadora a menudo para tirar del material a través de los cilindros enderezadores en estas operaciones específicas.

Algunas máquinas enderezadoras incluyen un sistema autónomo de arrastre y enderezamiento en sus rodillos paralelos.

“En algunos casos dependen de la resistencia del material a enderezar o el proceso a utilizar, todos los rodillos están interconectados entre sí, por cadenas o poleas movilizadas por motores o simplemente están colocados de manera opuesta al inicio y al final de la enderezadora con un motor. Las máquinas avanzadas para los rodillos paralelos de enderezamiento a altas velocidades y moviendo las láminas entre los rodillos a velocidades de 152 y 183 m/min de manera factible”.⁸

Una desventaja de este enderezamiento está limitada a ciertos planos específicos y el enderezado se pierde o disminuye después de otros procesos como el maquinado o tratamientos térmicos requiriendo un nuevo paso por la máquina de enderezar.

El otro método de alineación consiste en cuantificar la deformación y aplicar de forma correctiva a toda la pieza o sobre ciertos puntos localizados hasta lograr la alineación.

La ventaja del primer método consiste en no utilizar mucha fuerza para enderezar las láminas pero la mayor desventaja es que el alineado no se mantiene en operaciones siguientes o en piezas de movimientos.

Las ventajas del segundo método es el personal mínimo requerido y es utilizado en procesos de elevada producción, pero la desventaja consiste en la posibilidad de fractura en las láminas o en piezas muy duras.

⁸ ALTAN, Taylan, “*Metalfoming’s New Shape.*”, American Machinist, Diciembre de 1981, pp.126.

Los alambres o tubos con una sección transversal redonda o de múltiples caras, generalmente se puede enderezar en dos planos a 90° el uno del otro y cuando es necesario 3 planos a un ángulo de 120° entre sí, de manera satisfactoria.

Los rodillos de las máquinas enderezadoras pueden tener ranuras en V para materiales demasiado rígidos o ranuras en cruz para emparejar las secciones tubulares de modo que no se produzcan distorsiones bajo la presión del enderezado.

1.4.- Diseño de ejes y sus componentes

La transmisión de potencia desde una fuente como un motor a través de una máquina para tener un impulso de salida, es una de las tareas más comunes que se realiza en el diseño de maquinaria.

Un medio eficiente para transmitir la potencia es a través del movimiento rotatorio de un eje, soportado por cojinetes al cual se le pueden añadir poleas, engranes, bandas o catarinas de cadena a fin de proporcionar cambios de velocidad y par de torsión entre ejes.

La mayoría de los ejes son elementos rotatorios, cilíndricos sólidos o huecos e incluyen diámetros de paso con hombros o topes en el mismo elemento para alojar la posición y soporte de los cojinetes, engranes, etc. Los ejes o flechas por lo general de sección transversal circular, puede diseñarse con facilidad y analizarse como una viga estática, y tiene mucha interdependencia con el de sus componentes.⁹

⁹Cfr. SHIGLEY, Joseph, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, McGraw-Hill Interamericana, 2008, México, pp. 348-369

1.4.1.- Consideraciones para el diseño de ejes

Para transmitir potencia se requiere atención al diseño y selección de cada uno de los componentes sean estos cojinetes, engranes, etc.

Pasos a considerar para el diseño de un eje:

- Selección del material
- Configuración geométrica
- Esfuerzo y resistencia
 - Resistencia estática
 - Resistencia por fatiga
- Deflexión y rigidez
 - Deflexión por flexión
 - Deflexión por torsión
 - Pendiente en los cojinetes y elementos soportados por el eje
 - Deflexión por cortante debida a cargas transversales sobre los ejes cortos
 - Vibración debida a la frecuencia natural

Cuando se deciden los diversos aspectos de enfoque de diseño de un eje, es necesario tomar en cuenta que un análisis de esfuerzos en un punto específico de un eje se hace sólo mediante geometría del eje en la proximidad de ese punto, de esta forma, no se necesita conocer las dimensiones completas del mismo, por lo general, se localizan las áreas críticas, se dimensionan para cumplir los requisitos de resistencia y después se dimensiona el resto del eje para cumplir las necesidades de los elementos soportados por este.

1.4.1.- Secuencia de diseño para transmisión de potencia

No existe una secuencia precisa de pasos para algún proceso de diseño. Por lo general el diseño es un proceso iterativo en el que es necesario realizar algunas selecciones tentativas y construir un esquema previo para determinar las partes críticas del mismo.

Se puede ahorrar tiempo si se comprenden las dependencias entre las piezas del problema, esto permite determinar de mejor manera la forma del sistema.

- *Requisitos de Potencia y par de torsión.-* Las consideraciones de potencia deben abordarse en primer lugar, esto determinará las necesidades globales de dimensionamiento de todo el sistema. Cualquier relación de par de torsión o velocidad necesarias de entrada o salida deben abordarse antes de conocer las dimensiones de los engranes o poleas
- *Especificación de engranes.-* Conocer las relaciones necesarias entre los engranes y las transmisiones de los pares de torsión. Debe notarse que no es necesario realizar un análisis completo de fuerzas a los ejes, en la medida que se requieren las cargas transmitidas para especificar los engranes.
- *Diseño del eje.-* Se debe especificar el diseño general del eje, lo cual incluye la ubicación axial de los engranes o cojinetes, decidir cómo se va a transmitir el par de torsión desde los engranes hasta el eje, usando cuñas, lengüetas, además de cómo se debe mantener en su sitio a todos estos elementos con anillos de retención, ajustes de presión, tuercas, etc. No es necesario todavía dimensionar estos elementos pues sus tamaños estándar permiten determinar los factores de concentración de esfuerzos.

- *Análisis de fuerzas.*- una vez que se conocen los diámetros de engranes y poleas, así como las ubicaciones axiales de engranes y cojinetes, pueden elaborarse los diagramas de cuerpo libre, fuerza de corte y diagramas de momentos, determinando también las fuerzas en los cojinetes.
- *Selección del material del eje.*- Debido a que el diseño de fatiga depende de manera tan importante de la selección del material, por lo regular es más fácil efectuar primero una selección razonable de material, para después verificar si los resultados son satisfactorios.
- *Diseño del eje para esfuerzos.*- Determinar el comportamiento del eje de acuerdo al análisis de los diagramas de momento de flexión y fuerza de corte, pueden predecirse las ubicaciones críticas, concentraciones de aproximadas de esfuerzo y determinarse los diámetros del eje.
- *Diseño del eje para deflexión.*- Con toda la geometría del eje estimada, las deflexiones críticas en las ubicaciones de cojinetes y engranes pueden verificarse mediante análisis.
- *Selección de cojinetes.*- Ahora pueden seleccionarse cojinetes específicos de un catalogo para satisfacer los diámetros estimados de los ejes. Los diámetros pueden ajustarse ligeramente como sea necesario para satisfacer las especificaciones del catalogo.
- *Selección de cuñas y anillos de retención.*- Con los diámetros finales del eje configurados en valores estables, pueden especificarse cuñas y anillos de retención adecuados a tamaños estándar, esto puede provocar ligeros cambios en el diseño global si se supusieron esfuerzos de concentración razonables.¹⁰

¹⁰ Cfr. SHIGLEY, Joseph, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, McGraw-Hill Interamericana, 2008, Mexico, pp. 914-930

CAPÍTULO II

2.-DISEÑO DE LA MÁQUINA

2.1.- RESTRICCIONES DE DISEÑO

El objetivo de este proyecto consiste en diseñar una máquina enderezadora capaz de enderezar láminas de acero inoxidable que vienen de importación al Ecuador en forma de bobinas, motivo por el cual se realizarán algunas restricciones a este proyecto para facilitar su realización.

Restricción 1

La Figura N°2.1 muestra un ejemplo de las dimensiones de una bobina lista para el proceso de producción, la empresa “PROMETAL”, realiza la compra de dichas bobinas para su producción en espesores de lámina de 0,3 mm hasta 0,6 mm y con un ancho estándar de 1220 mm y un diámetro variable para este caso se empleará un diámetro de bobina de 1,22 m y un peso de 4000 Kg.

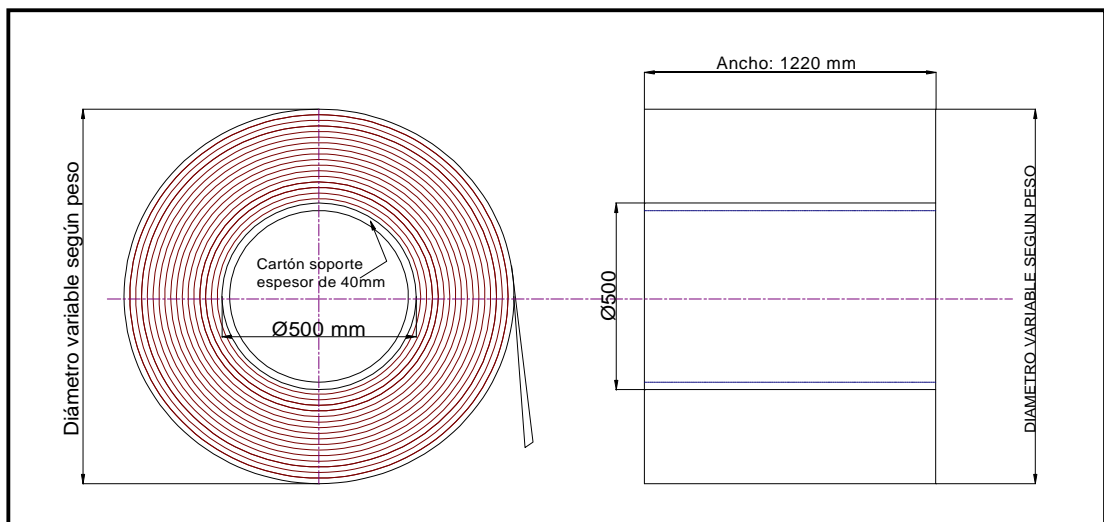


FIGURA N° 2.1. Dimensiones generales de una bobina de acero inoxidable

FUENTE. Autor

La Figura N°2.2 indica la forma como se presentan las bobinas cuando llegan de la importación.



FIGURA N° 2.2. Dimensiones generales de una bobina de acero inoxidable.

FUENTE. Autor

Restricción 2

Para el diseño de la estructura de la máquina se empleará perfilaría metálica de varios tipos de material y espesores, los cuales se aprovecharán de acuerdo con el diseño y cálculos que se realicen.

Restricción 3

Para algunos elementos constructivos se realizarán algunas suposiciones de carácter geométrico por motivos de selección de catálogos, al no existir dichos elementos en el mercado según la necesidad del diseño pero existen dimensiones comerciales cercanas al valor calculado, ejemplo ejes de transmisión de movimiento, rodillos, catarinas, etc.

2.2.- Cálculo de la fuerza de enderezamiento

Se utilizará el principio de alineación de láminas metálicas según el cual se transporta por varios intersticios de enderezar formados por varios rodillos superiores e inferiores, regulables individualmente, ajustados correspondientemente a la sección transversal de la chapa y a la resistencia nominal de la misma, y después de una conformación máxima inicial se dobla de manera continua varias veces y de forma alternada aplicando presión en la dirección opuesta a la deformación y al remover la presión la deformación queda nivelada consiguiendo un estado de alineación normal.

Para lo cual se empleará la fórmula básica de dichos elementos principales y determinar la fuerza requerida sobre las láminas metálicas usando la teoría de la deformación del límite elástico, como se observa en la Figura N°2.3.

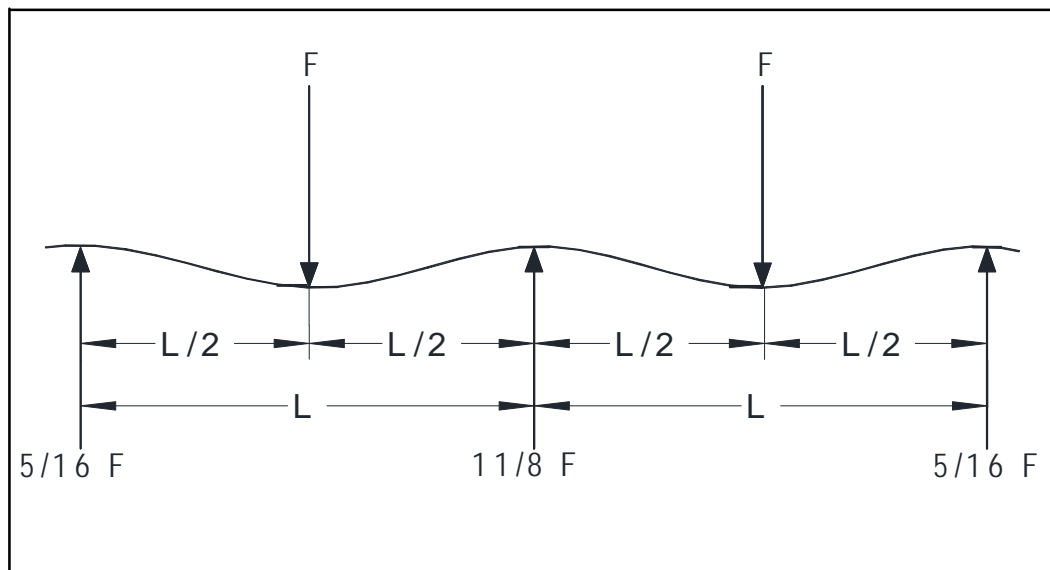


FIGURA N° 2.3. Diagrama básico para determinar la fuerza requerida de alineación usando la deformación del límite elástico

FUENTE: DALLAS, Daniel B., “*Metricating the Pressworking Equations*”,

Manufacturing Engineering (February 1976), p. 36.

2.2.1.- Ecuación típica de una configuración de 5 rodillos de enderezado

$$F = \frac{S \cdot 16Z}{2 \cdot L} = 6,4 \frac{S \cdot Z}{L} \quad [\text{Ec. 2.1}]^{11}$$

Donde:

F = Fuerza requerida, lb

S = Límite de Fluencia, psi

Z = Módulo de Sección, plg.³

$L/2$ = Distancia entre apoyos, plg.

L = Momento Torsor, plg

Para usar la fórmula en el sistema métrico, multiplicar lbf (F) por 4,45; para obtener la respuesta en Newtons (N).

2.2.1.1.- Determinación de las propiedades mecánicas y físicas del acero inoxidable AISI 304

A continuación se detallan las propiedades del acero AISI 304 según se muestra en el Anexo 1.

Propiedades Mecánicas

Resistencia a la fluencia	310 MPa (45 KSI)
Resistencia máxima	620 MPa. (90 KSI)
Módulo de Elasticidad	200 GPa. (29000 KSI)

¹¹ DALLAS, Daniel B., “*Metricating the Pressworking Equations*”, Manufacturing Engineering (February 1976), p. 36.

Elongación 30% (en 50 mm)

Reducción de área 40%

Propiedades Físicas

Densidad 7,860 gr/cm³ (0,28 lb/in³)

2.2.1.2.- Determinación del módulo de sección de la lámina metálica

$$Z = \frac{I}{c} \quad [\text{Ec. 2.2}]^{12}$$

Donde:

Z = Módulo de sección, mm³

I = Inercia de la sección, mm⁴

c = Distancia desde el eje neutro al momento máximo flexionante (y_{max})

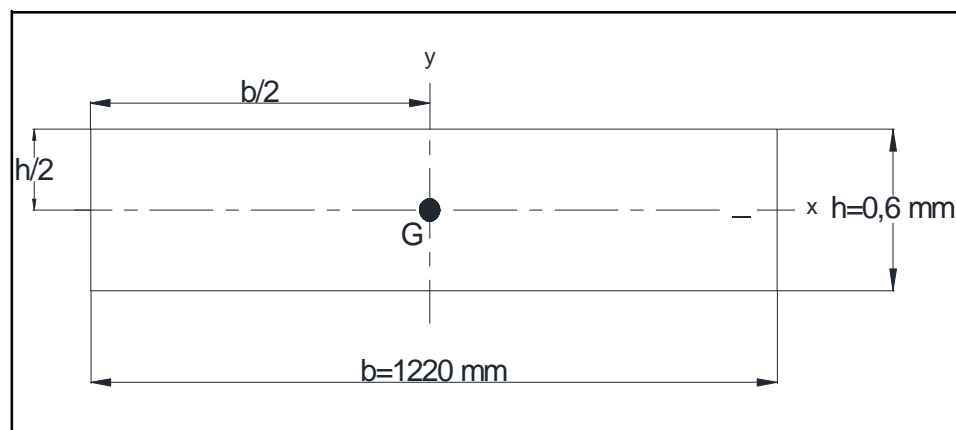


FIGURA N° 2.4. Diagrama para obtener la Inercia

FUENTE: Autor.

¹² SHIGLEY, Joseph, “*Diseño de Ingeniería Mecánica*”, McGraw Hill, México, 2001, p.48.

Para determinar el módulo de sección se debe encontrar la inercia de la sección de la lámina de acero inoxidable, para calcular dicha inercia se utiliza la siguiente fórmula según la sección de lámina como se indica en la Figura N°2.4.

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad [\text{Ec. 2.3}]^{13}$$

$$I_{0,6} = \frac{1220 \times 0,6^3}{12} = 21,96 \text{ mm}^4$$

2.2.1.2.1.- Determinar la distancia del esfuerzo por flexión al eje neutro.

Para encontrar la distancia del eje neutro al esfuerzo por flexión máximo se utilizará la Figura N°2.5, y de esta manera encontrar el módulo de sección.

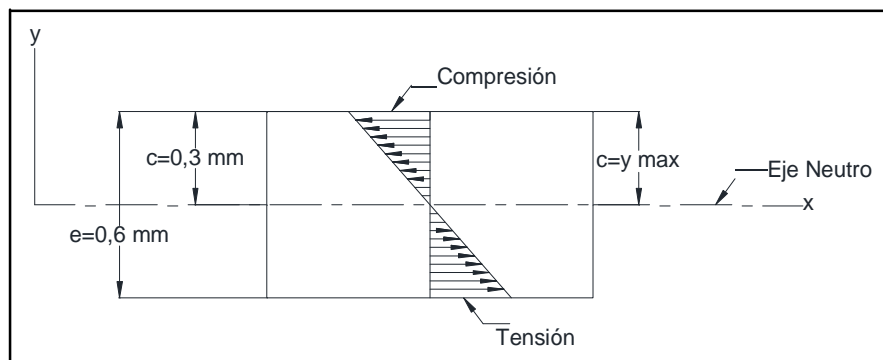


FIGURA N° 2.5. Diagrama para obtener la Ymax de la lámina metálica

FUENTE: SHIGLEY, Joseph; “*Diseño de Ingeniería Mecánica*”, McGraw Hill, México, 2001, p.48.

Por lo tanto **c = 0,3 mm**

Al reemplazar los valores de la **inercia** y de la distancia del eje neutro “**c**” se determina el módulo de sección de la lámina y obtenemos:

¹³ SHIGLEY, Joseph; “*Diseño de Ingeniería Mecánica*”, McGraw Hill, México, 2001, p.48.

$$Z = \frac{I}{c} \quad [\text{Ec. 2.4}]^{14}$$

$$Z = \frac{21,96 \text{ mm}^3}{0,3 \text{ mm}}$$

$$\text{Módulo de sección } Z = 73,2 \text{ mm}^3$$

2.2.1.3- Determinar la distancia del momento torsor

Por motivos constructivos se determinó la longitud del momento torsor en 10,00 pulgadas de longitud lo que equivale a 254,00 mm, y corresponde a la selección de la catarina de arrastre para los rodillos enderezadores y la ubicación de las chumaceras.

Se puede observar en el Anexo 2, la configuración típica con las dimensiones de los rodillos enderezadores.

2.2.1.4- Resolución de la fuerza de enderezamiento

Una vez determinado los valores necesarios para calcular la fuerza requerida para enderezar la lámina de acero inoxidable, se reemplaza los valores en la fórmula.

$$F = 6,4 \frac{S_z}{L} \quad [\text{Ec. 2.1}]$$

$$\frac{310 \text{ N}}{\text{mm}^2} \times \frac{73,2 \text{ mm}^3}{254 \text{ mm}}$$

$$F = 6.4 \times 254 \text{ mm}$$

$$\mathbf{F = 571,767 N}$$

¹⁴ SHIGLEY, Joseph; “Diseño de Ingeniería Mecánica”, McGraw Hill, México, 2001, p.48.

2.3.- Consideraciones para la transmisión de fuerza de enderezado

Una vez determinada la fuerza necesaria para enderezar las láminas de acero inoxidable es necesario seleccionar un mecanismo de transmisión de fuerza que permita aplicar la misma sobre la lámina metálica, para la evaluación de las alternativas se recurre al análisis de los siguientes factores:

- a) Facilidad de construcción y montaje.
- b) Facilidad de mantenimiento
- c) Seguridad.
- d) Costo.

2.3.1.- Facilidad de construcción y montaje

Para evaluar este parámetro, se tomará en cuenta el número de elementos que intervienen en su construcción y en su montaje, teniendo en consideración la facilidad que brinda el mercado tanto en tecnología de construcción como en suministro de insumos y materiales.

2.3.2.- Facilidad de mantenimiento

Este parámetro indica la facilidad que brinda cada elemento del equipo, para dar un mantenimiento apropiado que permita un funcionamiento adecuado y un mayor tiempo de vida útil.

2.3.3.- Seguridad

Determina la disminución de riesgo en el uso del equipo que presentan todos los elementos en conjunto cuando este se encuentra operando, dando mayor confianza

al usuario.

2.3.4.- Costo de fabricación

El costo es un parámetro muy importante para la selección de una alternativa, puesto que el equipo se debe construir con los mejores materiales e insumos, pero con el menor costo posible, para que el proyecto sea económico.

2.3.5.-Valoración numérica

Se asigna una valoración numérica a cada factor objeto de evaluación:

- Fácil, Alta, Bajo costo 3
- Medio, Mediano, Módico 2
- Difícil, Bajo, Alto costo 1

2.3.6.-Factor de ponderación

Se asigna a cada uno de los parámetros que están siendo evaluados tomando en cuenta la importancia que tiene cada uno dentro del equipo.

Para el caso de las dos alternativas en estudio se ha asignado los siguientes valores:

- Seguridad: 4
- Facilidad de construcción y costo de fabricación: 3
- Mantenimiento: 2

La alternativa a seleccionar debe ser la que reúna el puntaje más alto, luego de que se evalúen todos los factores mencionados. La tercera casilla se toma como valor ideal.

2.3.7.- Estudio de alternativas para transmisión de fuerza de enderezado

2.3.7.1.- Alternativa A: Transmisión de fuerza con cilindros hidráulicos

El sistema básicamente es compuesto por los cilindros hidráulicos, mangueras para fluido de aceite, bomba de circulación, acoples de mangueras, sistema eléctrico para activación, un tanque de almacenamiento del aceite, como se ve en la Figura N°2.6.

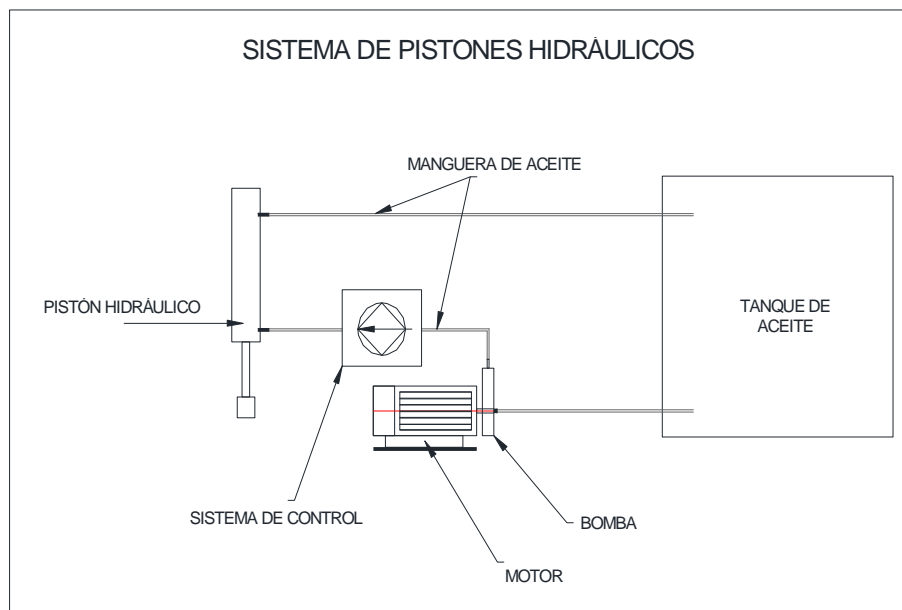


FIGURA N° 2.6. Diagrama de un sistema hidráulico para transmisión de fuerza.

FUENTE: Autor

VENTAJAS

- Sistema empleado para presiones altas y bajas.
- Bajo ruido en la activación y ejecución de los pistones.
- Permitiría utilizar la máquina para presiones más elevadas que la calculada.

DESVENTAJAS

- Alto costo de los elementos y equipos.
- Mayor frecuencia de mantenimiento
- Creación de espacio para el tanque de reserva del aceite.

2.3.7.2.- Alternativa B: Transmisión de fuerza con cilindros neumáticos

El principio de funcionamiento para la transmisión de la fuerza es el mismo que el empleado en el sistema hidráulico, pero se diferencia en sus componentes, un compresor para abastecimiento de presión, mangueras de aire, pistones de una sola acción neumáticos, como se observa en la Figura N° 2.7.

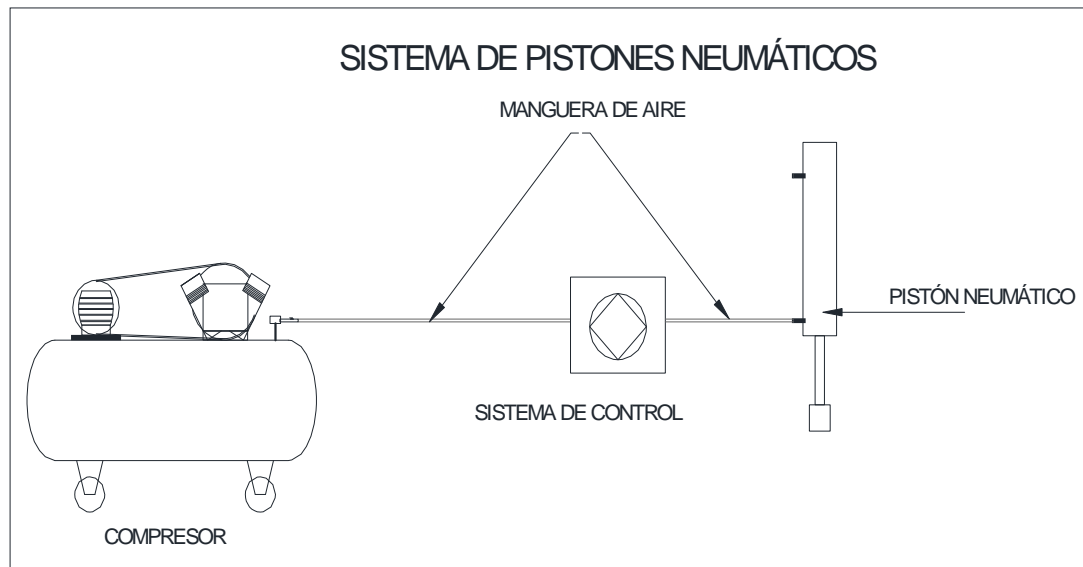


FIGURA N° 2.7. Diagrama de un sistema neumático para transmisión de fuerza.

FUENTE: Autor

VENTAJAS

- Facilidad de cálculo y construcción.
- Menor costo del equipo.
- Se utiliza para cargas altas y bajas.

DESVENTAJAS

- Ruido elevado por el funcionamiento del compresor.
- Menor tiempo de vida del equipo.
- Aumento de equipo para purgar el sistema de la formación de agua.

2.3.7.3.-Evaluación de las alternativas

En la Tabla N°2.1 se muestra la evaluación de las dos alternativas con sus respectivos porcentajes.

Tabla N° 2.1. Evaluación de las alternativas del sistema de transmisión de fuerza

CALIFICACION DE ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE TRANSMISION DE FUERZA				
FACTORES	Factor de Ponderación	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa Ideal
Factibilidad de construcción y de montaje	3	1X3	2X3	2X3
Factibilidad de mantenimiento	2	2X2	3X2	3X2
Seguridad	4	3X4	2X4	3X4
Costo	3	1X3	3X3	3X3
TOTAL		22	29	33
INDICE (%)		66,67	87,87	100
ORDEN DE SELECCIÓN		2	1	

FUENTE: Autor

2.3.7.3.- Selección de la alternativa del sistema de transmisión de fuerza

Una vez revisadas las ventajas y desventajas de los dos sistemas propuestos para la transmisión de la fuerza de enderezado se selecciona la alternativa B (Transmisión de fuerza con cilindros neumáticos), que es la mejor opción como podemos observar en la Tabla N° 2.1 es la de mayor puntaje.

2.4.- Cilindros neumáticos

Definido el sistema a utilizar para la transmisión de la fuerza de enderezado, se utilizará EL SISTEMA FESTO de selección de cilindros, tomando en cuenta la siguiente consideración; se debe aplicar sobre la plancha de acero inoxidable una fuerza en toda la lámina pero para efectos prácticos se dividirá la fuerza en dos (2) y no como carga distribuida sino puntual pero el valor será el mismo.¹⁵

$$F= 571,767 \text{ N}$$

2.4.1.- Selección de cilindros neumáticos

2.4.1.1.- Cilindros de doble efecto

Son los más empleados, en los que el aire comprimido actúa indiferentemente en ambas cámaras; por tanto, el émbolo y el vástago del cilindro se pueden desplazar en las dos direcciones por efecto del fluido. La Figura N°2.8 nos muestra un cilindro de este tipo. Para que el vástago del cilindro se desplace en una de las dos direcciones es preciso que una de las cámaras esté alimentada y la otra a escape. Los cilindros de doble efecto con respecto a los de simple efecto presentan algunas ventajas: pueden realizar esfuerzos en ambas carreras; las carreras son mayores, pues se aprovecha casi toda la longitud del cuerpo del cilindro; no precisa de ningún esfuerzo para comprimir por carecer del mismo; el retroceso del vástago no depende de cargas o elementos mecánicos, permitiendo un régimen de funcionamiento que se ajuste con mayor precisión.

¹⁵ Cfr. http://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_es/PDF/ES/ADVUL_ES.PDF

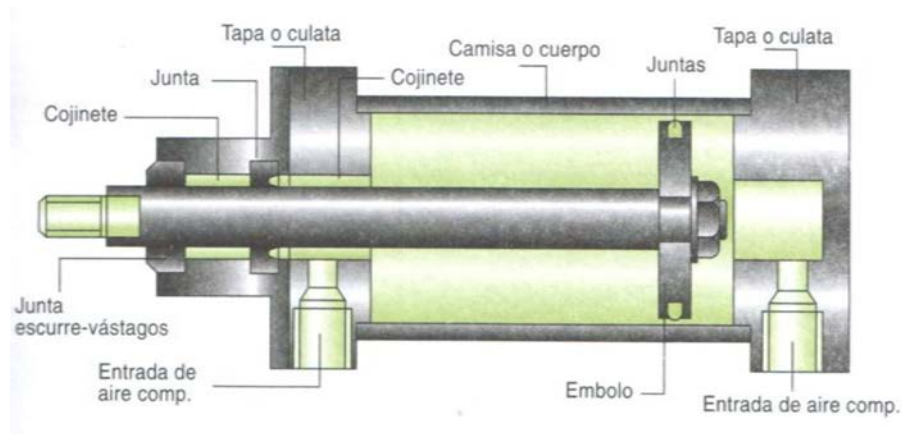


FIGURA N° 2.8. Diagrama de un cilindro de doble efecto

FUENTE: MARCIAL Carrobles Maeso, Félix Rodríguez García: “*Manual de mecánica Industrial Neumática e Hidráulica*”, México, 2006, p. 63

2.4.2.- Selección el diámetro del tubo del cilindro

Para escoger los cilindros de doble efecto se considera el factor de carga en función de la aplicación requerida, que se muestra en la Figura N°2.9.

Funcionamiento requerido		Factor de carga η
Funcionamiento estático (amarre, engarce de tornillo a baja velocidad, etc.)		0.7 o menos (70% o menos)
Funcionamiento dinámico	Movimiento horizontal de la carga en la guía	1 o menos (100% o menos)
	Movimiento vertical y horizontal de la carga	0.5 o menos (50% o menos) ⁽¹⁾



Nota 1) Si es necesario funcionar a altas velocidades, el factor de carga debe reducirse aún más. (En el gráfico es posible seleccionar un factor de carga de 0.4, 0.3, 0.2, o menos.)

FIGURA N° 2.9. Factor de carga en función de la aplicación requerida

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

El cilindro que se va a emplear trabaja en sentido vertical y su funcionamiento es dinámico se escoge el factor de carga (η) de 0,5.

2.4.2.1.- Determine la presión de funcionamiento

Como norma general, fije el regulador al 85% de la presión de aire de alimentación

En los anexos se puede seleccionar entre 0.2MPa y 0.8MPa.

La empresa cuenta con 3 compresores de capacidad de presión de 8 bar cada uno que es la presión comercial en la mayoría de compresores que se encuentran en el mercado.

Por lo tanto la presión para la selección será:

$$P = 8 \text{ bar} = 0,80 \text{ MPa}.$$

$$P_{\text{Trabajo}} = P * 0,85\%$$

$$P_{\text{Trabajo}} = 0,80 \text{ MPa} * 0,85\%$$

$$\mathbf{P_{Trabajo} = 0,68 \text{ MPa}}$$

Por motivos de realizar una mejor selección se empleará una presión de trabajo de

P = 0,70 MPa y una Fuerza de **F=580 N**.

De la Figura N°2.10 se determina la dirección en la que se aplicará la fuerza del cilindro de allí se empleará la figura de contracción y vertical y con los datos determinados de la presión de trabajo y el factor de carga se escoge el cilindro adecuado para nuestro uso en la máquina.

Lado de extensión → Véase el gráfico 1.(De la Figura N°2.10)

Lado de contracción → Véase el gráfico 2. (De la Figura N°2.10)

Procedimientos de selección del cilindro neumático

Paso

1

Calcule el diámetro del tubo del cilindro. → Véanse los gráficos 1 y 2.

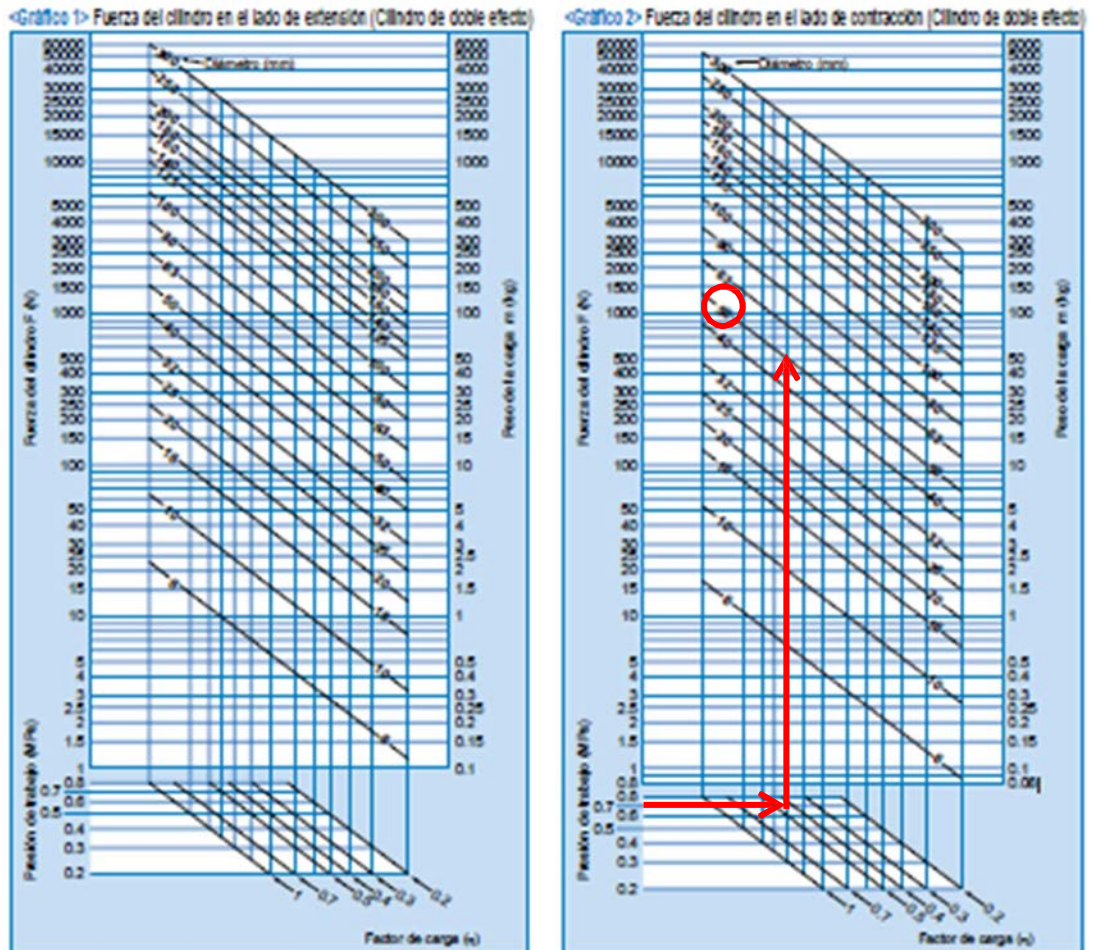


FIGURA N° 2.10. Selección del diámetro del cilindro del cilindro neumático

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

El diámetro del cilindro seleccionado es de **D= 50mm**

2.4.2.2.- Selección de velocidad máxima de carrera

También se debe considerar el tipo de amortiguación del cilindro con el fin de evitar daños por acción de golpes o de carrera no calibrada limitando el tiempo de vida de los cilindros neumáticos. Para este fin existen la amortiguación elástica y la

amortiguación neumática de esto depende la velocidad máxima del cilindro.

Amortiguación elástica: El uretano se usa para prevenir el contacto de los metales entre el émbolo y la cubierta.

Amortiguación neumática: El aire en el lado de escape se comprime poco antes del final de la carrera y su fuerza de reacción absorbe la energía cinética de la carga, permitiendo que el émbolo se pare suavemente.

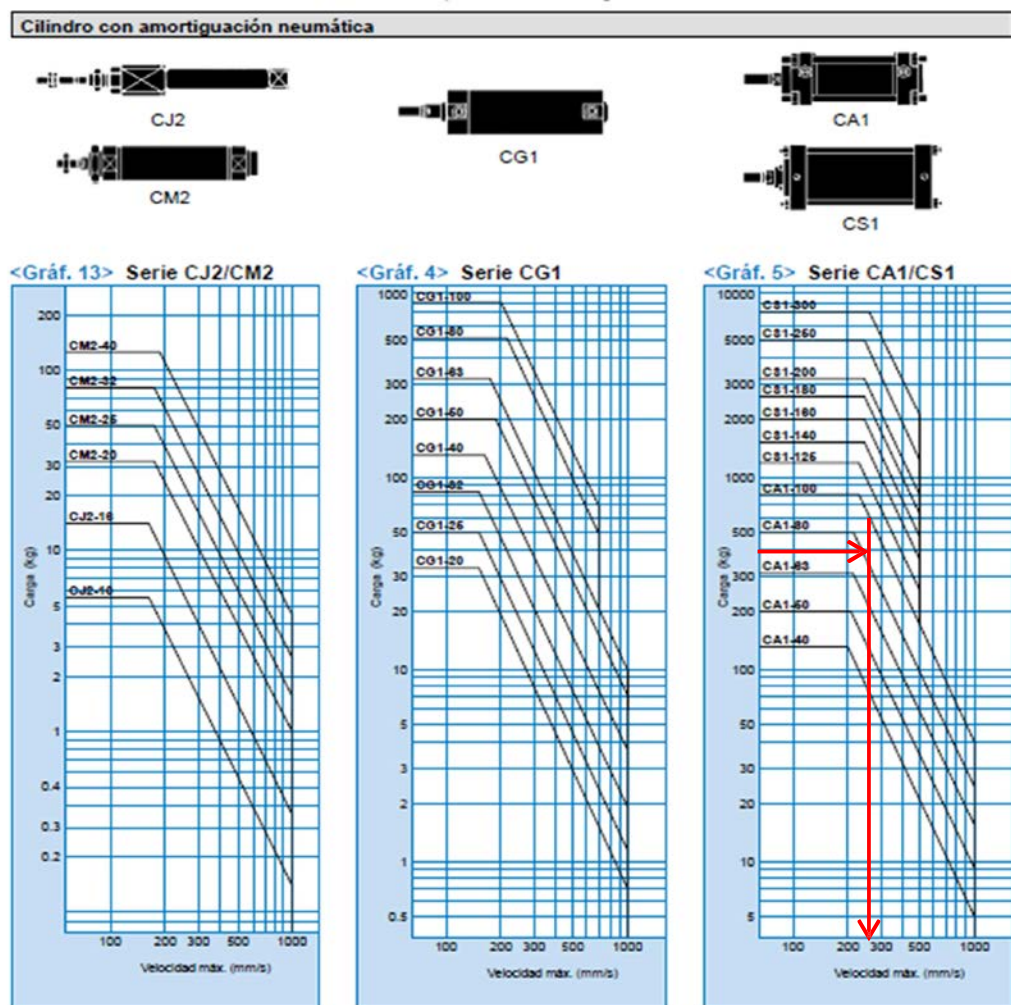


FIGURA N° 2.11. Selección del diámetro del cilindro del cilindro neumático

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

Por selección se determina para el cilindro una velocidad máxima de $v_{\max}=280 \text{ mm/s}$

2.4.2.3.- Carrera máxima del cilindro neumático con carga lateral

La zona que no excede la línea continua en negrita representa la carga lateral admisible con respecto al cilindro de una longitud de carrera determinada. En la Figura N° 2.11, el rango de la línea discontinua muestra que el límite máximo de carrera larga se ha excedido. En esta zona, como norma general, se coloca al cilindro mediante una guía que siga el sentido del movimiento.

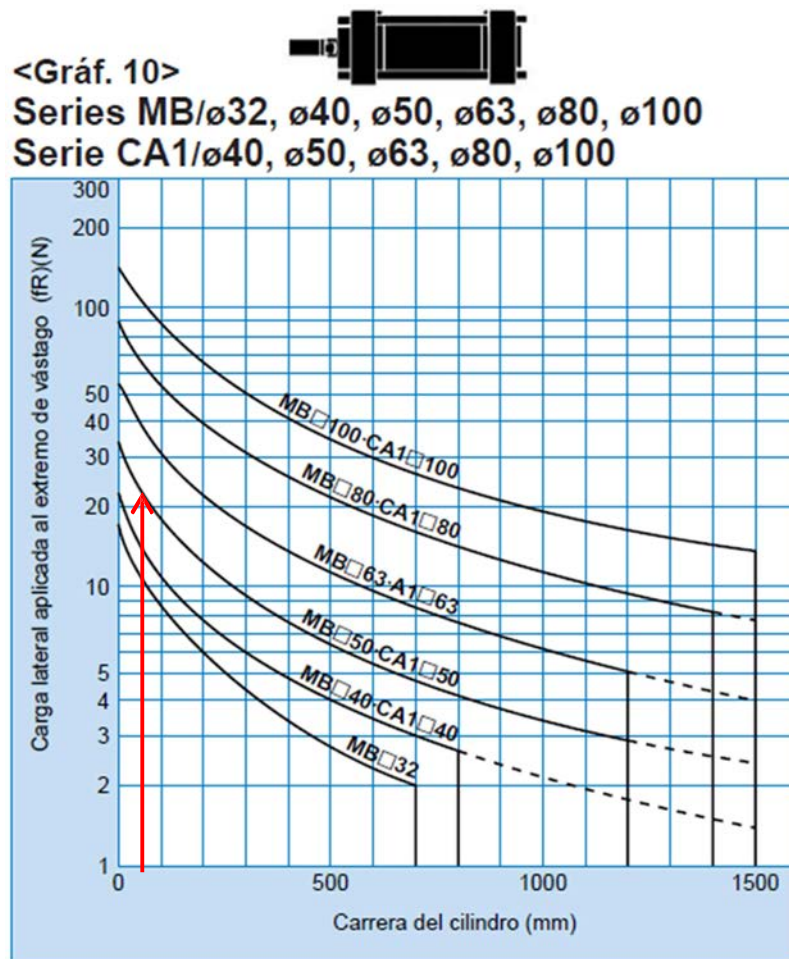


FIGURA N° 2.12. Carrera máxima para un cilindro con una carga lateral.

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

Como la carrera es de 20mm y no hay cargas laterales para el embolo del cilindro neumático cumple satisfactoriamente.

2.4.2.4.- Consumo de aire del cilindro

En equipos que utilizan cilindros, el consumo de aire es el volumen de aire consumido en el cilindro, o en el conexionado entre el cilindro y la válvula de conmutación, cada vez que funciona la válvula de conmutación, esto es necesario para seleccionar un compresor y para calcular los costes.

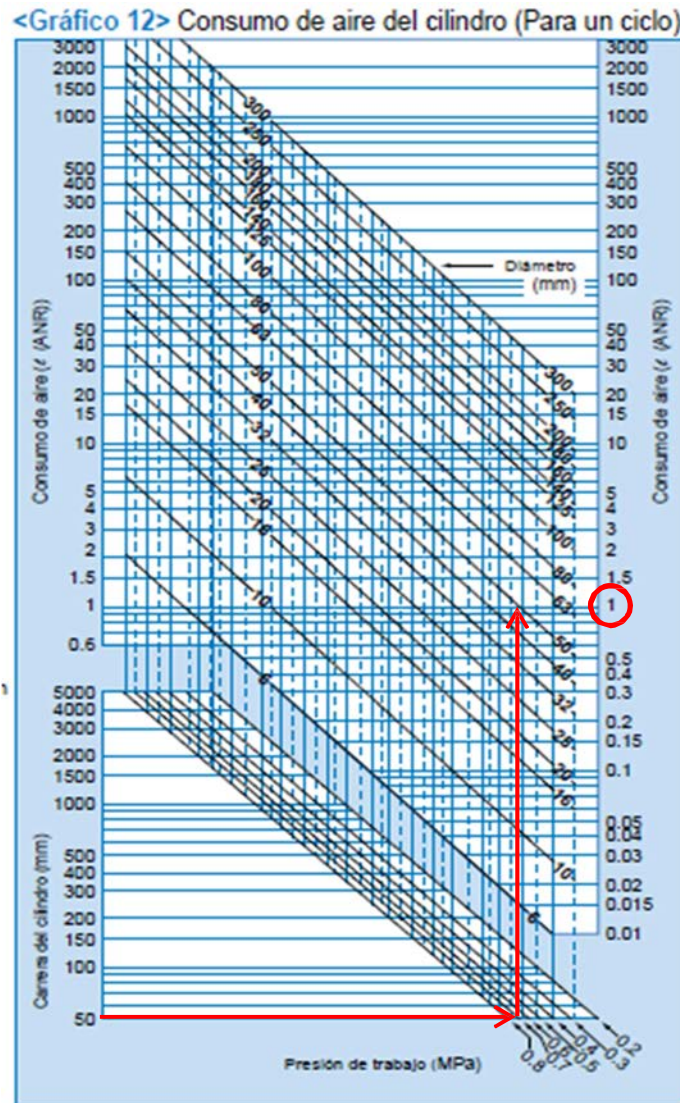


FIGURA N° 2.13. Consumo de aire del cilindro neumático

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

Se escoge la carrera de 50 mm, no hay menor, hasta la presión de 0,70 MPa, se sigue hasta el diámetro del cilindro y se escoge el consumo de 1 lt/min.

2.4.2.5.- Selección del diámetro de la tubería

La longitud del conexionado equivale a la de la tubería de acero o tubo de pvc que conecta el cilindro con la válvula de conmutación (electroválvula, etc.), con el fin de permitir una mejor manipulación del sistema y los cilindros neumáticos.

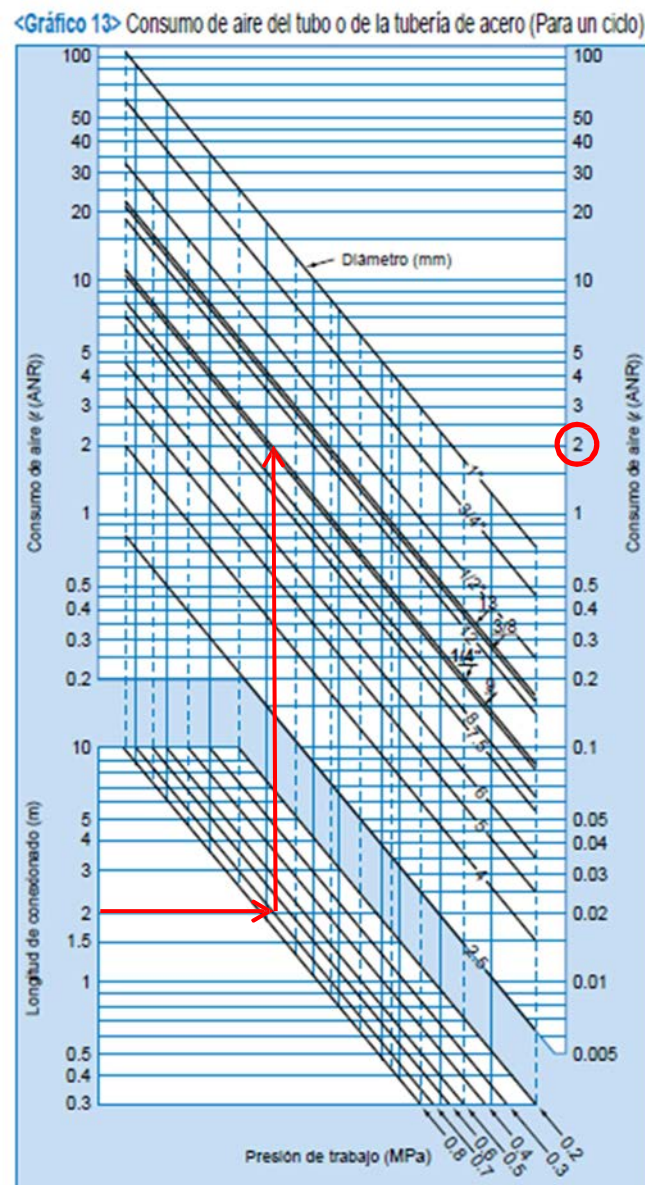


FIGURA N° 2.14. Consumo de aire del tubo o de la tubería de acero (Para un ciclo)

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

De la Figura N° 2.14, se añadió un dato que es el diámetro de la tubería y la longitud de la misma para seleccionar el consumo de aire de la tubería.

2.4.2.6.- Consumo de aire requerido del cilindro y del conexionado

El consumo de aire por cada cilindro es de 1 lt/min y de la tubería es de 2 lt/ min pero el global lo obtenemos de la Figura N°2.15.

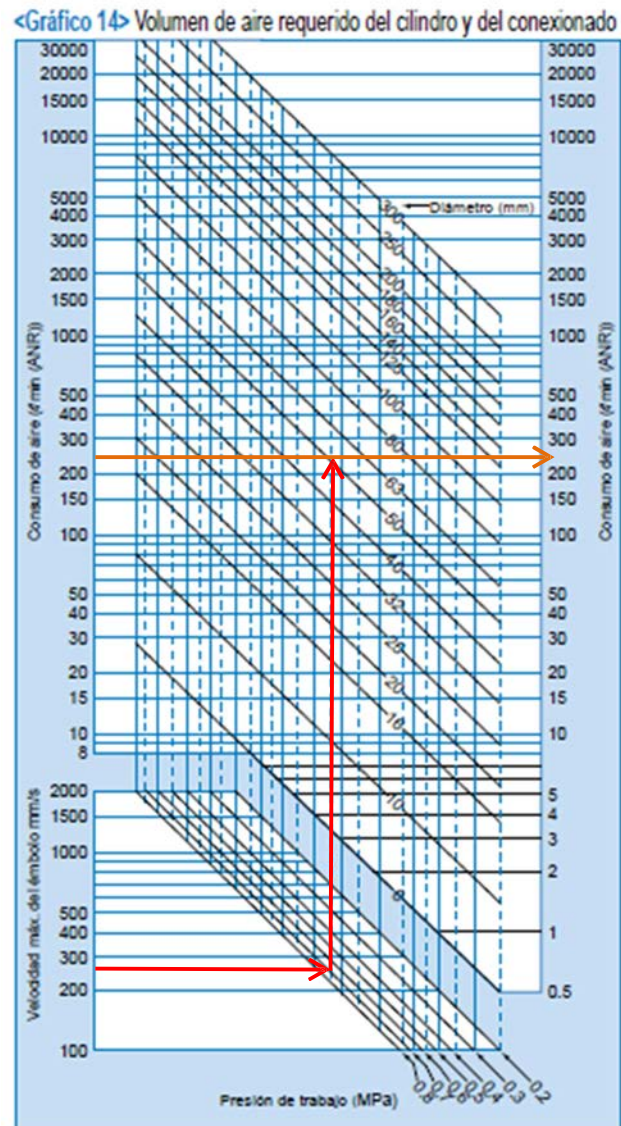


FIGURA N° 2.15. Volumen de aire requerido del cilindro y del conexionado

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

La cantidad de aire necesaria es de 220 lt/min para todo el sistema de conexiones neumáticas y con este valor podemos adquirir el compresor o verificar el que tiene la empresa.

2.4.2.7.- Datos del cilindro de acuerdo a tablas de selección Festo

La Tabla N° 2.2 se resumen de los datos a utilizar para la selección del cilindro neumático.

Tabla N° 2.2. Datos para selección de cilindro neumático

CONDICIONES	VALOR	UNIDAD
Presión	0.7	Mpa
Longitud de conexiado	2	m.
Carrera del cilindro	20	mm
Posición del cilindro	Vertical	
Factor de Carga	0% - 50%	

FUENTE: Autor

2.4.2.8.- Cálculo del consumo total de aire de la enderezadora

Para calcular el consumo de aire total por minuto se describe a continuación:

$$Q_{\text{total}} = [(Q_{\text{cilindro}} + Q_{\text{tubería}}) * N^{\circ} \text{ Ciclos/min} * N^{\circ} \text{ de cilindros}] + Q_{\text{conexionado}}$$

[Ec. 2.4.2.8]¹⁶

Donde:

Q_{cilindro} : consumo de aire del cilindro neumático [L/min]

$Q_{\text{tubería}}$: Consumo de aire del tubo [L/min]

Q_{total} : Consumo de aire total [L/min]

$Q_{\text{conexionado}}$: Consumo entre cilindros y activadores [L/min]

Datos:

N° Cilindros: 5 Un.

Numero de ciclos/ min: 1 ciclo /min

¹⁶ Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

Se reemplaza valores en la ecuación Ec. 2.4.2.8 y se obtiene:

$$Q_{\text{total}} = (2 \text{ Lt/min} + 1 \text{ Lt/min}) * 1 * 5 + 220 \text{ Lt/min}$$

$$Q_{\text{total}} = 235 \text{ Lt/min}$$

2.4.2.9.- Elementos de un circuito neumático

2.4.2.9.1.- Válvulas distribuidoras

● Funciones

Una válvula distribuidora permite realizar y ordenar los cambios en la dirección del aire, según las necesidades de cada fase del ciclo de trabajo, abriendo o cerrando determinadas vías de paso. Ver Figura N° 2.16.

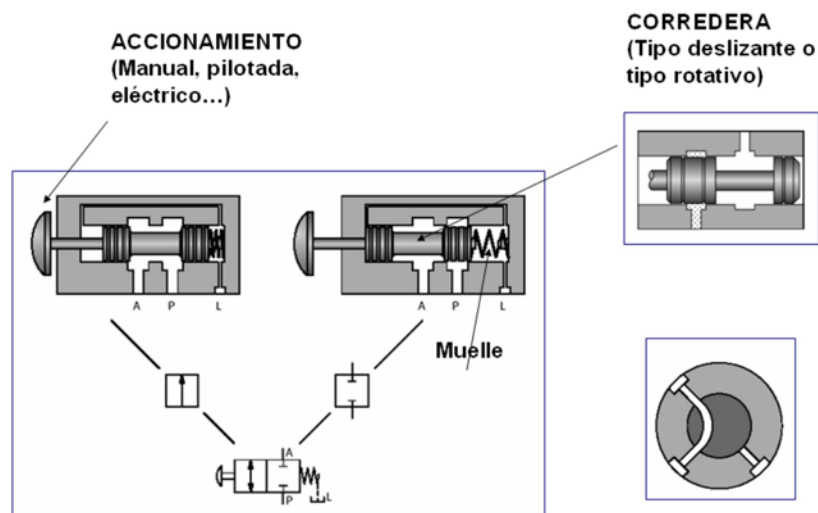


FIGURA N° 2.16 Válvula distribuidora

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

● Nomenclatura

Las válvulas distribuidoras se identifican por dos números, uno indicativo del número de vías y el otro, indicativo del número de posiciones posibles de la válvula.

● Válvulas distribuidoras 3/2

Se emplean generalmente para accionamiento directo de cilindros, para accionamiento de otras válvulas y como interruptores de puesta en marcha de circuitos. Su forma de trabajo es, en posición cero el muelle empuja hacia arriba el órgano móvil quedando en ese momento sin comunicación el aire, actuando sobre el pulsador vencemos la acción del muelle poniendo en comunicación sus orificios dejando de actuar sobre el pulsador la válvula retorna a su posición inicial.

● Válvulas distribuidoras 5/2

Esta válvula tiene 5 orificios de los cuales 1 es de alimentación dos y tres utilización 4 y 5 escape. La válvula cuando se encuentra en posición estable la alimentación 1 comunica con la utilización 3 y la utilización 2 se encuentra a escape por 4, manteniéndose aislado el orificio 5. Accionando el pulsador, la alimentación 1 comunica con la utilización 2 y tres se pone a escape por 5 manteniéndose 4 aislado. Ver Figura N° 2.17.

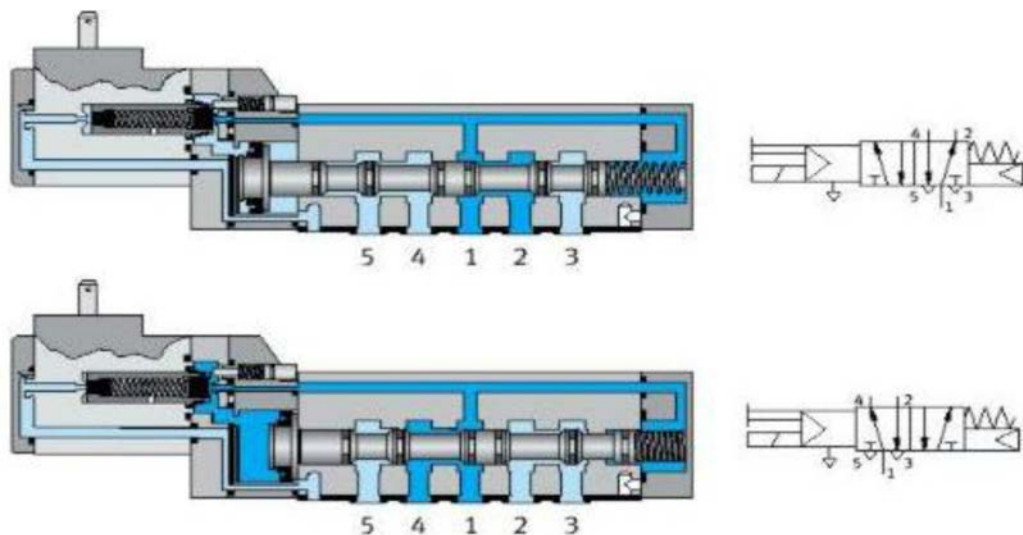


FIGURA N° 2.17 Válvula distribuidora de 5 vías 2 posiciones

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

2.4.2.9.2.- Elementos de conexión

- **Canalización de instalaciones**

Se emplean generalmente tuberías PVC o de cobre.

- **Tuberías de pvc**

Estas tuberías son del tipo semirrígidas y, por tanto, hay que tener cuidado en las conexiones, pues según cómo se adopte la posición pueden producirse estrangulamientos. La presión de trabajo no crea problemas en el empleo de estas tuberías, pues su resistencia aproximada de 700 kPa sobrepasa con bastante las presiones empleadas en los circuitos neumáticos.

- **Tuberías de cobre**

Se fabrican en cobre rojo recocido. Es frecuente el montaje de instalaciones mixtas; es decir: tuberías de cobre conformadas y embridadas en las zonas permanentes del circuito, y tuberías flexibles en las zonas que tengan movimiento.

- **Selección de la tubería**

La selección de tubería deberá realizarse en base a las condiciones de trabajo La Tabla 2.3 muestra algunas propiedades de las tuberías.

Tabla N° 2.3. Selección de la tubería

Recomendaciones de manguera:

	<i>Cablair</i>	<i>PVC</i>	<i>Rubair</i>	<i>Turbo</i>
<i>Elasticidad</i>	<i>Muy buena</i>	<i>Buena</i>	<i>Buena</i>	<i>Muy buena</i>
<i>Flexibilidad</i>	<i>Muy buena</i>	<i>Buena</i>	<i>Muy buena</i>	<i>Muy buena</i>
<i>Uso interior/exterior</i>	<i>Interior</i>	<i>Interior</i>	<i>Interior/exterior</i>	<i>Interior/exterior</i>
<i>Resistencia a chispas</i>	<i>Mala</i>	<i>Mala</i>	<i>Buena</i>	<i>Buena</i>
<i>Trato severo</i>	<i>Mala</i>	<i>Buena</i>	<i>Muy buena</i>	<i>Muy buena</i>

FUENTE: ATLAS COPCO, “Guía de bolsillo para la distribución de aire comprimido” Argentina, 2009, p.214

● Acoples rápidos

Son elementos intermedios que realizan uniones fácilmente desmontables a la vez que aseguran el anclaje de las conducciones. Se hacen generalmente de latón, con roscas nominales normalizadas por Gas-Withworth BSP. Existen uniones exclusivas para tubería de poliuretano a los que se denominan conectores rápidos por su versatilidad para acoplar y desacoplar, resisten presiones de hasta 1.8 MPa, Ver Figura N° 2.18.



FIGURA N° 2.18. Acoples rápidos

FUENTE: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

2.4.2.9.3.- Selección del cilindro neumático con los datos determinados

En la Tabla N° 2.4 se indican la selección de los elementos neumáticos que se muestran en el Anexo N°3 del Catálogo FESTO.

Tabla N° 2.4. Selección de elementos neumáticos

ELEMENTOS	CODIGO
CILINDRO NEUMATICO DOBLE EFECTO	CA1
SILENCIADOR	AN110 -1
TUBOS	T0806
ELECTROVALVULA	VZS3150-01
REGULADOR DE CAUDAL	AS3201F-11

FUENTE: Autor

En el Anexo N° 4 se observa la hoja de datos del cilindro neumático.

En el Anexo N°5 se indica los accesorios de montaje para los rodillos enderezadores que aplican la fuerza.

2.5.- Cálculo de la potencia del motor

De acuerdo con la experiencia de la empresa, uno de los requerimientos de diseño es evitar la rotura de la lámina de acero inoxidable y no obtener láminas defectuosas aumentando la cantidad de desperdicio, por tal motivo para encontrar la potencia del motor se tomarán algunos valores de funcionamiento de los manuales de máquinas similares como los rollsformers (máquinas laminadoras) cuyo objetivo es dar forma a las láminas metálicas.

Para este caso se establecen los siguientes parámetros:

● Velocidad de funcionamiento de la máquina

La velocidad promedio para el avance de la lámina será con un arranque de 0m/min hasta de 10 m/min en un tiempo de 5 seg.

● Fuerza de arrastre de la bobina

La potencia del motor viene dada por el trabajo que se necesita para que la bobina gire, es decir parte del reposo hasta que gira a la velocidad de trabajo.

Para la fuerza requerida se toma en cuenta una bobina estándar de 4000 kg y un diámetro de 1200 mm, pero al mismo tiempo la desbobinadora tiene motores o actuadores mecánicos, eléctricos y/o hidráulicos que permiten movilizar la bobina, que provocan una reducción de la fuerza de arrastre de hasta en un tercio, por ese motivo se toma un valor de 1350 Kg de peso de la bobina de acero inoxidable en un espesor de 0,60 mm.

Se debe considerar que para reducir la potencia necesaria se realiza un pozo antes de la máquina para almacenar a la lámina que se arrastra sin freno en caso de tener una desbobinadora manual.

La potencia requerida del motor, se determina calculando en primer lugar el torque necesario para mover los elementos y para esto se necesita conocer los siguientes parámetros:

- Inercia de las masas en movimiento.
- Aceleración angular desde una velocidad angular inicial hasta una velocidad angular nominal.

2.5.1.- Inercia de las masas en movimiento

Se utilizará las siguientes ecuaciones para establecer la inercia de los diferentes elementos que integren la máquina.

2.5.1.1.- Inercia de un cilindro macizo

Para calcular la inercia de un cuerpo, se tomará en cuenta su geometría, para este caso, los elementos giratorios de la máquina tienen forma cilíndrica maciza, por lo que la inercia de un eje macizo está dada por la siguiente ecuación:

$$I = \frac{m \times r^2}{2} \quad [\text{Ec. 2.5.1.1}]^{17}$$

Donde:

$$I_3 \equiv \frac{m_3 \times r_3^2}{2} = \frac{31.405 \times 0.012^2}{2} = 0.0023 \text{ m}^2$$

$$m = \frac{I_3 \times 2}{r_3^2} = \frac{0.0023 \times 2}{0.012^2} = 31.405$$

¹⁷ MOTT, Robert L., “*Diseño de elementos de máquina*”, Educación Pearson, México 2006, p. 873

2.5.1.2.- Inercia de un cilindro hueco

Como los rodillos enderezadores son tubos huecos la inercia para este tipo de cilindro está dada por la Ecuación 2.5.1.2.

$$I = \frac{\pi}{32} (D_o^4 - D_i^4) \quad [Ec. 2.5.1.2]^{18}$$

Donde:

$$I = 89.12 \text{ m}^4 \quad [89.12 \text{ m}^4]$$

$$D_o = 31.1 \text{ mm} \quad [m]$$

$$D_i = 31.1 \text{ mm} \quad [m]$$

$$m = 9 \text{ kg} \quad [=9]$$

2.5.1.3.- Volumen de un cilindro macizo

Para determinar el volumen de un cilindro macizo se emplea la siguiente ecuación:

$$G = H \times \pi \times I \quad [Ec. 2.5.1.3]$$

Donde:

$$G = 745 \text{ m}^3 \quad [m^3]$$

$$I = 89.12 \text{ m}^4 \quad [m^4]$$

2.5.1.4.- Volumen de un cilindro hueco

El volumen del cilindro hueco está dado por la Ecuación 2.5.1.4

$$G = \frac{\pi}{32} (D_o^4 - D_i^4) \times L$$

$$D_o^4 - D_i^4 \times I \dots \dots \dots [Ec. 2.5.1.4]^{19}$$

Donde:

$$G = 745 \text{ m}^3 \quad [m^3]$$

¹⁸ MOTT, Robert L., *Diseño de elementos de máquina*, Educación Pearson, México 2006, pp. 873

¹⁹ MOTT, Robert L., *Diseño de elementos de máquina*, Educación Pearson, México 2006, pp. 874

$$3_{\text{S}} = 31 \text{ m} / 7 \text{ s} \quad [\text{m}]$$

$$3_{\text{BC}} = 31 \text{ m} / 7 \text{ s} \quad [\text{m}]$$

$L = \text{Longitud} \quad [\text{m}]$

2.5.1.5.- Masa de un cuerpo

La masa de un cuerpo está definida por la Ecuación 2.5.1.5

$$m = G \times N \quad [\text{Ec. 2.5.1.5}]$$

Donde:

$$G = 6.674 \times 10^{-11} \text{ N m}^2/\text{kg}^2 \quad [\text{m}^3/\text{s}^2]$$

$$N = 3.14 \times 10^{24} \text{ kg} \quad [\text{kg}]$$

$$m'$$

La densidad del acero es igual a 7850 kg/m^3

2.5.1.6.- Velocidad angular

Para el cálculo de la velocidad angular se emplea la ecuación:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad [\text{Ec. 2.5.1.6}]$$

$$Q$$

Donde:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2\pi r}{T} = \frac{2\pi}{T} \quad [\text{rad/s}]$$

$$v = 2\pi r \quad [\text{m}]$$

2.5.1.7.- Aceleración angular

La aceleración angular viene dada por la ecuación:

$$O = O_V + >W \times :)$$

Donde:

$$O = J \cdot 4701323 \cdot 2^{-9542} / X1^{-24} \quad \frac{R}{\frac{23}{S}}$$

$$O_0 = J \cdot 4701323 \cdot 2^{-9542} / 1^{-10124} \quad \frac{R}{\frac{23}{S}}$$

$$W = 20 \cdot 4 \cdot 2016^{-2-9542} \quad \frac{R}{<^2 S}$$

$$: = :1 \cdot m67 > < D$$

El sistema parte desde el reposo ($\omega_0 = 0$), la aceleración angular quedaría de la siguiente forma:

$$\alpha = \underline{Z} \quad [\text{Ec. 2.5.1.7}]$$

@

Normalmente, los motores estándar soportan de 3 a 6 arranques de hasta 5 segundos cada hora. Con esta premisa se toma el tiempo para estabilizar la velocidad de la máquina en 5 segundos.

2.5.1.8.- Determinación del torque

Para el cálculo del torque se emplea la ecuación:

$$[= I \times W \quad [\text{Ec. 2.5.1.8}]$$

Donde:

$$[= [7/\backslash 5 \cdot \quad [] m]$$

$$I = I \cdot \cdot /012 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 05 \cdot /67 \quad \frac{[89 \cdot m^2]}{23}$$

$$W = \wedge 0 \cdot 4 \cdot /2016^{-2-9542} \quad \frac{R}{<^2 S}$$

2.5.1.9.- Potencia

La potencia necesaria para poner en rotación los elementos móviles de la máquina está definida por la siguiente ecuación:

Donde: $P = \frac{M \times \omega}{1000}$ [Ec.2.5.1.9]²⁰

$P = 7 \times 10^{-12}$ [W]

$M = \frac{J \times \omega^2}{2}$ [kg·m²]

$\omega = 2\pi \times \frac{R}{60}$ [rad/s]

Las siguientes equivalencias se utilizan en la transformación de unidades para el correcto empleo de las fórmulas antes descritas.

1rpm = 0,105(rad/s)²¹

1Kw = 1000(Nm/s)²²

1HP = 0.745 Kw

2.5.2.- Cálculo de la potencia para mover la bobina de acero inoxidable

Datos necesarios para el cálculo de la potencia de la bobina de acero inoxidable.

Masa: 4.000 Kg.

De: (bobina): 1.200 mm

Di: (bobina): 500 mm

2.5.2.1.- Cálculo de la velocidad angular

La velocidad promedio para el avance de la lámina será con un arranque de 0m/min hasta de 10 m/min en un tiempo de 5 seg.

La velocidad periférica es de 10m/min lo que equivale a 0,166 m/s.

²⁰ Enciclopedia virtual Wikipedia, Tomado de: [http://en.wikipedia.org/wiki/Power_\(physics\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Power_(physics))

²¹ Tomado de: http://es.wikipedia.org/wiki/Revoluci%C3%B3n_por_minuto

²² Tomado de: Convertidor de unidades <http://www.convertunits.com/from/kilowatt/to/N-m/s>

Para este caso se emplea el radio de 0,0254 m por que el eje de arrastre es de diámetro de 2 pulgadas.

$$\alpha = \frac{P}{\dots\dots\dots} \text{[Ec.2.5.1.6]}$$

$$\alpha = \frac{0,166 \frac{m}{s^2}}{0.6 m} = 0,2766 / 23 / <$$

2.5.2.2.- Cálculo de la aceleración angular

Se debe recordar que se estableció un tiempo (t = 5 seg.), para estabilizar el arranque del motor

$$\alpha = \frac{Z}{\dots\dots\dots} \text{[Ec. 2.5.1.7]}$$

$$\alpha = \frac{0,2766 \frac{1/23}{s}}{5 s} = \frac{gh_i}{j_k}$$

$$\alpha = d, deeff$$

2.5.2.3.- Cálculo de la inercia de la bobina

Con los datos indicados en 2.5.2 se determina un tercio de la masa de la bobina y su inercia por su geometría según la Figura N°2.1. Dimensiones generales de una bobina de acero inoxidable.

$$m = 4000 \text{ Kg.}$$

$$I = \frac{m}{8} (3.2^2 + 31^2) = 9 * 1,2^2 + 0,5^2 D m^2$$

$$I = 845 \text{ Kg.m}^2$$

2.5.3.1.- Cálculo del cilindro enderezador

Por motivos de construcción y utilizando la distribución de las fuerzas necesarias para enderezar la lámina de acero inoxidable, se empleará un tubo redondo de 6 plg. de diámetro cedula 80, y cuyos datos se encuentran en la Tabla N° 2.5

Tabla N° 2.5. Datos de catálogo del tubo enderezador de 6 plg.

TUBO ENDEREZADOR	(in)	(mm)
DIAM. EXTERIOR	6	152,40
DIAM. INFERIOR	5,14	130,46
ESPESOR	0,432	10,97
CEDULA	80	
NORMA FABRICACION	ASTM A 53 - API 5L	
	TUBO SIN COSTURA	
ACABADOS	BISELADO	

FUENTE: IPAC, “Catálogo de Productos”, duferco.com, 2012, Quito, p. 14.

Densidad del acero: 7,850 gr/cm³

$$m = V \times \delta$$

- Determinar el volumen del rodillo enderezador:

$$G = \frac{H}{4} (S^2 - 3^2 D)$$

$$G = \frac{L}{4} (16,83^2 - 14,636^2) \times 125 \text{) cm}^3$$

$$V = 6.777,633114 \text{ cm}^3$$

- Determinar la masa del cilindro enderezador:

$$m = 6.777,633114 \text{ cm}^3 \times 7,850 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}$$

$$m = 53.204,40 \text{ gr.} \quad 53,20 \text{ Kg.}$$

Para comprobar los resultados se utiliza el programa solidworks, dibujando el tubo y verificando los valores del cálculo, como se muestra en la Figura N° 2.19.

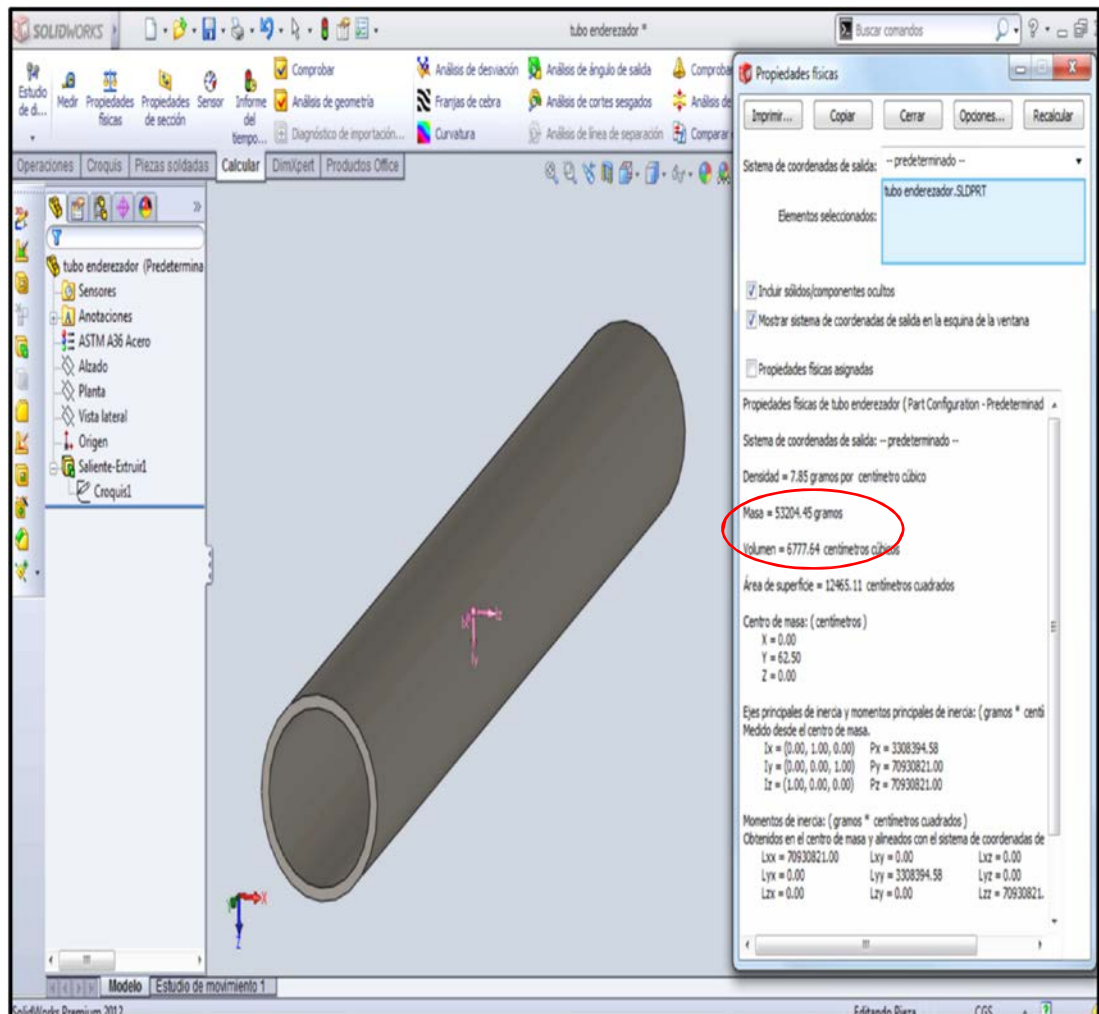


FIGURA N° 2.19. Tubo enderezador y propiedades físicas en solidwork

FUENTE: Autor

Se puede verificar que en el programa solidwork los valores de masa del tubo son los mismos a los que se calculó antes. Con este resultado ahora se puede encontrar el peso del tubo enderezador

$$W = m * g$$

$$W = 53,20 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 521,9353 \text{ N}$$

2.5.3.2.- Inercia de los rodillos

La Figura N° 2.20 indica la posición de los rodillos según su función.

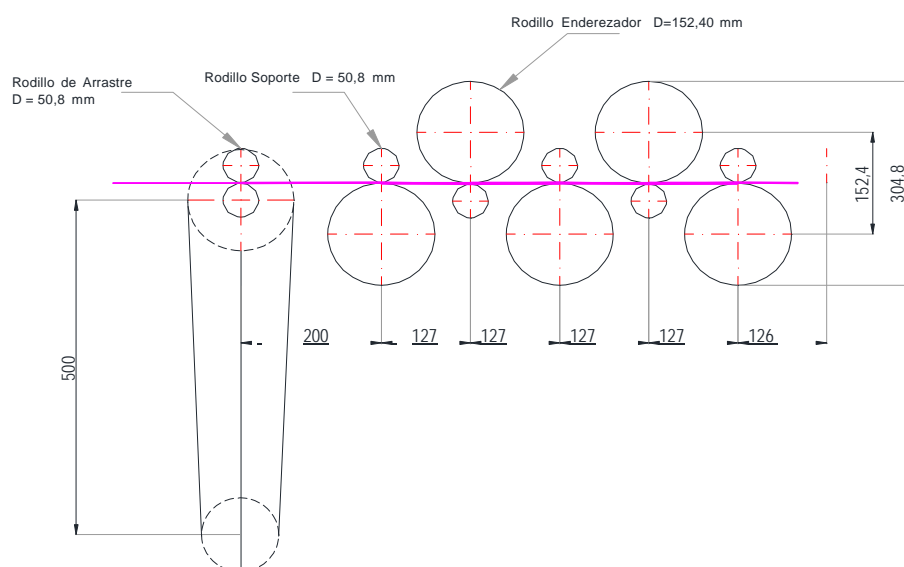


FIGURA N° 2.20. Diagrama del sistema de rodillos de la enderezadora

FUENTE: Autor

Los rodillos tienen las dimensiones que se muestran en la Tabla N° 2.6 y la Tabla N° 2.7.

Tabla N° 2.6. Dimensiones de elementos macizos

ELEMENTO	LONGITUD	RADIO
	(m)	(m)
EJE DE ARRASTRE	1,75	0,0254
EJE DE ENDEREZADO	1,63	0,0127
EJE FIJO SOPORTE	1,50	0,00635

FUENTE: Autor

Tabla N° 2.7. Dimensiones de elementos huecos

ELEMENTO	LONGITUD (m)	D. Interior (m)	D. exterior (m)
BOCIN ENDEREZADOR	0,014	0,026	0,082
CILINDRO ENDEREZADOR	1,280	0,130	0,152
CILINDRO FIJO SOPORTE	1,300	0,045	0,051

FUENTE: Autor

Se emplean las ecuaciones de [Ec. 2.5.1.3], [Ec. 2.5.1.4] y de masa [Ec. 2.5.1.5] e inercia [Ec. 2.5.1.1], [Ec. 2.5.1.2], y con la ayuda de una hoja electrónica de cálculo, se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla N° 2.8.

Tabla N° 2.8. Inercias de elementos del sistema.

ELEMENTO	DENSIDAD (Kg/m ³)	VOLUMEN (m ³)	MAS A	INERCIA (Kg-m ²)	CANT . (U)	MASAT (Kg)	INERCIAT (Kg-m ²)
BOCIN ENDEREZADOR	7850	0,00007	0,522	0,0005	10	5,22	0,0048
CILINDRO ENDEREZADOR	7850	0,00624	48,975	0,2464	5	244,88	1,2319
CILINDRO FIJOSOPORTE	7850	0,00059	4,597	0,0026	5	22,99	0,0132
EJE DEARRASTRE	7850	0,00059	4,597	0,0015	2	9,19	0,0030
EJEDEENDEREZADO	7850	0,00355	27,844	0,0022	5	139,22	0,0112
EJE FIJOSOPORTE	7850	0,00083	6,484	0,0001	5	32,42	0,0007

FUENTE: Autor

2.5.3.3.- Cálculo de la potencia

Se utilizan las ecuaciones de ω [Ec.2.5.1.6], α [Ec.2.5.1.7], T [Ec.2.5.1.8] y P [Ec.2.5.1.9] y con los datos obtenidos en la Tabla 2.8, se tiene:

Tabla 2.9 Cálculo de la potencia

ELEMENTO	VELOCIDAD ANGULAR (ω =rad/s)	ACELERACION ANGULAR (α =rad/s)	TORQUE (Nm)	POTENCIA (W)
BOCIN ENDEREZADOR	121,95	24,39	0,12	14,36
CILINDRO ENDEREZADOR	65,62	13,12	16,17	1060,81
CILINDRO FIJO SOPORTE	196,85	39,37	0,52	102,16
EJE DE ARRASTRE	393,70	78,74	0,23	91,95
EJE DE ENDEREZADO	787,40	157,48	1,77	1392,18
EJE FIJO SOPORTE	1574,80	314,96	0,21	324,18
POTENCIA TOTAL 1:				2985,64
POTENCIA BOBINA :				12,93
POTENCIA TOTAL :				2998,57

FUENTE: Autor

Al sumar los valores de cada sistema, se obtiene la potencia necesaria para accionar todos los elementos móviles de la máquina.

$$P = 2998,57 \text{ Watts}$$

$$P = 2,999 \text{ kW}$$

2.5.3.4.- Potencia suministrada por el motor

El motor seleccionado debe satisfacer la potencia requerida $P_{\text{requerida}}$ para accionar los diferentes elementos de la máquina.

En un motor es importante seleccionar un factor de servicio adecuado, considerando algunos aspectos, entre ellos los siguientes: bandas mal tensadas, vibraciones excesivas, mal anclaje del motor, prolongadas horas de operación, numerosos arranques, instalaciones eléctricas defectuosas, etc.

Del Anexo 6, se recomienda un factor de servicio de 1,3; es decir la potencia del motor es:

$$P = 2998,57 \text{ Watts} * 1,3 = 3898,14 \text{ W}$$

Se transforma las unidades:

$$1 \text{ kW} = 1000 \text{ W}$$

Por lo tanto:

$$P_{\text{requerida}} = 3,898 \text{ kW}$$

Del Anexo 7 se selecciona un motor de inducción con rotor jaula de ardilla para baja tensión, de corriente alterna de 6 HP ,1740 rpm, 60Hz, trifásico, regulado con un variador de frecuencia compatible con este motor, para este caso se utiliza un SIEMENS SINAMICS G110D²³.

²³ SIEMENS, “Catálogos y hojas técnicas del proveedor D11.1”, 2007, p. 4/12.

2.6.- Relación de transmisión mecánica

Se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Son parte fundamental de los elementos u órganos de una máquina.

En la gran mayoría de los casos, estas transmisiones se realizan a través de elementos rotantes, ya que la transmisión de energía por rotación ocupa mucho menos espacio que aquella por traslación.

Típicamente, la transmisión cambia la velocidad de rotación de un eje de entrada, lo que resulta en una velocidad de salida diferente. Las transmisiones se emplean en una gran variedad de aplicaciones, algunas de ellas estacionarias. Las transmisiones primitivas comprenden, por ejemplo, reductores y engranajes en ángulo recto en molinos de viento o agua y máquinas de vapor, especialmente para tareas de bombeo, molienda o elevación.

En general, las transmisiones reducen una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par motor, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa. Muchos sistemas, como las transmisiones empleadas en los automóviles, incluyen la capacidad de seleccionar alguna de varias relaciones diferentes. En estos casos, la mayoría de las relaciones (llamadas usualmente ‘marchas’ o ‘cambios’, se emplean para reducir la velocidad de salida del motor e incrementar el par de giro; sin embargo, las relaciones más altas pueden tener sobremarchas que aumentan la velocidad de salida.

Adicionalmente a las transmisiones convencionales basadas en engranajes, estos dispositivos suelen emplear transmisiones hidrostáticas y accionadores eléctricos de

velocidad ajustable.²⁴

2.6.1.- Clasificación de las transmisiones mecánicas

Existen diversos tipos de mecanismos para la transmisión de potencia:

- **Bandas, correas o fajas y poleas:** Está conformado por dos poleas ensambladas, este mecanismo se utiliza generalmente entre ejes paralelos separados por una distancia significativa. Se compone como mínimo de 2 poleas, una conductora y una conducida unidas mediante una banda, correa o faja.
- **Cadenas y ruedas dentadas:** El sistema de transmisión por cadenas consta de dos ruedas de cadena montadas cada una en su respectivo eje, y unidas por una cadena. La rueda pequeña por lo general transmite el movimiento a la más grande. El ejemplo más sencillo es el sistema de transmisión de una bicicleta o de una moto.
- **Engranajes:** El sistema de transmisión por engranajes se conforma por ruedas dentadas que van montadas sobre sus respectivos ejes y que engranan entre sí para producir el movimiento entre ellas y de esta manera transmitir la potencia del eje motriz al eje conducido.²⁵

2.6.1.1.- Clasificación de las transmisiones mecánicas

Las Figura N° 2.21, Figura N° 2.22 y Figura N° 2.23, muestran transmisiones por cadenas, por correas y por ruedas dentadas, respectivamente, en las cuales la transmisión de potencia se lleva a cabo mediante árboles, poleas, correas, ruedas

²⁴Cfr. GONZÁLEZ R., Gonzalo, “*Fundamentos del cálculo de transmisiones mecánicas industriales*”, Cuba, 2010, p. 45.

²⁵ Cfr. HALL, Holowenko, “*Diseño de máquinas*”, Moscú, 2009, pp. 125-129.

dentadas, estrellas y cadenas, entre otros elementos.

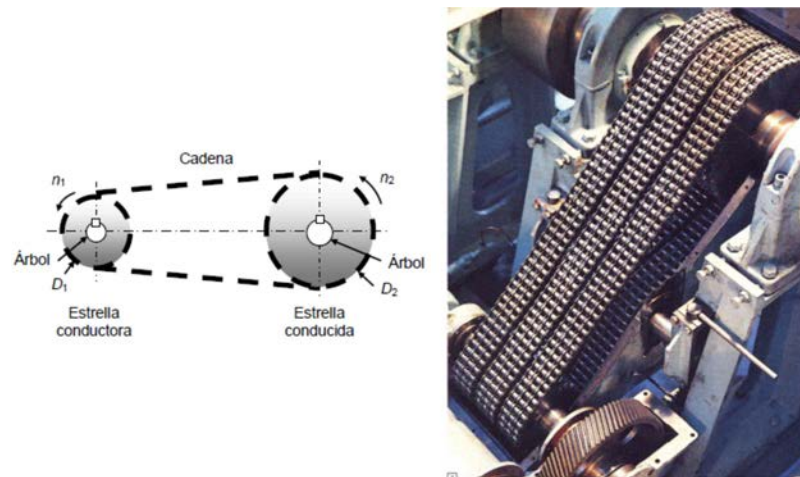


FIGURA N° 2.21. Transmisión por cadena de rodillos.

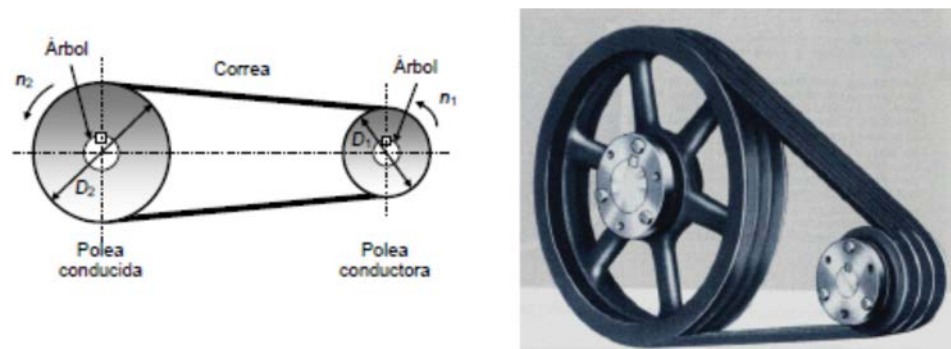


FIGURA N° 2.22. Transmisión por bandas.

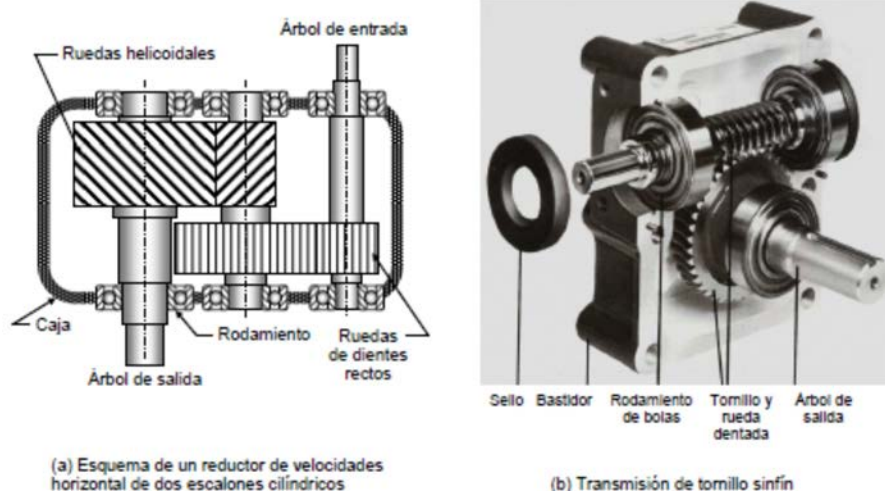


FIGURA N° 2.23. Transmisión por engranajes.

Todas las figuras tienen una misma fuente bibliográfica

FUENTE: HALL, Holowenko, “*Diseño de máquinas*”, Moscú, 2009, p. 125 y 126.

2.6.1.2.-Transmisión por catarinas y cadenas

Las transmisiones por cadenas son más compactas que las de correas. Para una capacidad determinada, las ruedas dentadas pueden ser de menor diámetro y ancho que las poleas y, por consiguiente, el sistema completo de transmisión de potencia ocupará menos espacio. En comparación con un sistema de transmisión de potencia por correas, para una misma eficiencia, este sistema, el de cadenas, puede operar con un arco de contacto menor que el de la correas. Esta ventaja es aún más importante debido a que permite operar a mayores relaciones de velocidad a menor distancia entre ejes.

Las cadenas no sufren mayor alteración con el tiempo, ni son afectadas por el sol, aceite o grasa. Pueden operar a altas temperaturas y son más prácticas para sistemas de bajas velocidades.

Por lo general, las cadenas tienen los siguientes componentes básicos: eslabones, pasadores y rodillos. La cadena es articulada en cada junta, para girar alrededor de cada diente de la rueda dentada. El paso de la cadena es la distancia de los centros de las articulaciones como se observa en la Figura N° 2.24.²⁶

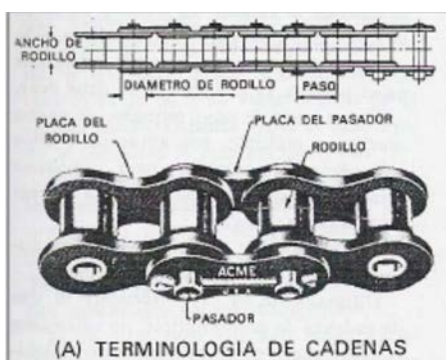


FIGURA N° 2.24. Componentes básicos de las cadenas – Terminología de cadenas

FUENTE: VÁSQUEZ, Víctor, “Diseño de una transmisión de potencia entre bomba y motor para bombeo de lodo”, Piura, Marzo, 2009, p. 16.

²⁶ Cfr. VÁSQUEZ, Víctor, “Diseño de una transmisión de potencia entre bomba y motor para bombeo de lodo”, Piura, Marzo, 2009, p. 16.

2.6.1.3.- Selección de la cadena de transmisión

Del Anexo N°8, Selección de un Motoreductor, se realizó la selección del mismo cuyas características generales se muestran en la Figura N° 2.25.

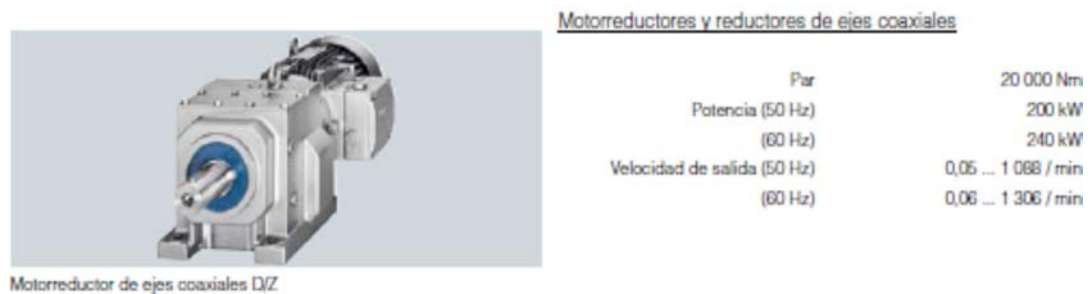


FIGURA N° 2.25. Motoreductor de ejes coaxiales

FUENTE: Tomado de: SIEMENS, “*Catálogo de Motoreductores D 87.1*”, España, 2008, p. 2/55.

Para seleccionar la cadena correcta para la máquina enderezadora, se determinará el sistema de transmisión más adecuado con los datos ya obtenidos de cálculos previos y se detallan a continuación:

- Potencia de diseño: $P = 6 \text{ Hp}$.
- RPM del Motor: 1740 rpm
- Velocidad Angular del eje: $\omega = 6,64 \text{ rad/s}$
- Distancia entre centro es de $C = 0,50 \text{ m}$
- Paso de la cadena $p = 1 \text{ plg}$.

Por motivos de empleo de las tablas de cálculo en la selección de la cadena de rodillos se determinó y por geometría de la máquina se estableció los datos de la Catarina menor con un $Z_1 = 17$ dientes, del Anexo 9 se obtiene los datos que se detallan a continuación en la Tabla N° 2.10.

Tabla N° 2.10. Datos de catálogo para la catarina menor

RUEDA CATARINA MENOR	(in)	(mm)
DIAM. EXTERIOR	5,95	151,13
DIAM. INFERIOR	4,42	112,27
ANCHO DE DIENTE	0,557	14,15
DIAMETRO DE BOCIN	1	25,40
ANCHO DE RUEDA	1,5	38,10
N° DIENTES	17	17
PESO	6	13,20

FUENTE: Autor

2.6.1.3.- Cálculo de la potencia de diseño de la transmisión

En la Figura N° 2.26, se obtiene un factor de servicio $K_s = 1.2$, para una operación uniforme. Por tanto, la potencia de diseño será:

CARACTERÍSTICA DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	CARACTERÍSTICA DE MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

FIGURA N° 2.26. Factor de Servicio K_s para cadenas

FUENTE: Tomado de: SHIGLEY, Joseph, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, McGraw-Hill, Interamericana, 2008, México, p. 764.

$$H = K_s * P$$

$$H = 1.2*(6)$$

$$H = 7.2 \text{ hp}$$

2.6.1.3.1.- Cálculo de la potencia de una cadena de rodillos y un solo torón

De la Figura N° 2.27, se calcula la potencia a la cual puede trabajar una cadena de un solo torón, para lo cual se interpola, el valor de $N_1 = 179$ rpm entre los valores de 150 y 200 rpm de la tabla para calcular la potencia.

Del Anexo 8. $N_1 = 179$ rpm

Capacidad de potencia (en hp) de una cadena de rodillos de paso sencillo y un solo torón (o cordón) para una rueda catarina de 17 dientes (concluye)

VELOCIDAD DE LA RUEDA rev/min		NÚMERO ANSI DE CADENA								
		80	100	120	140	160	180	200	240	
Tipo B	50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8	
	100	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115	
	150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166	
	200	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215	
	300	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310	
	400	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359	
	500	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0	
	600	27.0	51.7	87.3	127	141	155	169		
	700	31.0	59.4	89.0	101	112	123	0		
	800	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101			
Tipo A	900	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4			
	1000	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1			
	1200	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0			
	1400	22.7	27.2	31.5	35.6	0				
	1600	18.6	22.3	25.8	0					
	1800	15.6	18.7	21.6						
	2000	13.3	15.9	0						
	2500	9.56	0.40							
	3000	7.25	0							
	Tipo C		Tipo C'							

Nota: Tipo A: con lubricación manual o por goteo; tipo B: con lubricación de disco o por baño; tipo C: lubricación con chorro de aceite; tipo C': como el tipo C pero ésta es una región con especial dificultad; el diseño debe someterse al fabricante para evaluación.

Fuente: Recopilada de la sección de ANSI B29.1-1975 sólo para información, y de B29.9-1958.

FIGURA N° 2.27. Capacidad de potencia de una cadena simple y un solo torón

FUENTE: Tomado de: SHIGLEY, Joseph, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, McGraw-Hill, Interamericana, 2008, México, p. 772.

Interpolando los valores se tiene:

$$H \cdot r = 9,055 \text{ hp.}$$

Se elige una cadena del Tipo A, Serie 80, la cual puede ser lubricada de manera manual.

2.6.1.3.2.- Cálculo de los Factores K_2 por torones múltiples

De la Tabla de torones múltiples que muestra la Figura N° 2.28, se obtiene un factor de servicio K_2 el mismo que depende del número de cadenas divididas se va a colocar en la transmisión.

Factores K_2 por torones múltiples	
NÚMERO DE TORONES	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3

FIGURA N° 2.28. Factores K_2 por torones múltiples.

FUENTE: Tomado de: SHIGLEY, Joseph, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, McGraw-Hill, Interamericana, 2008, México, p. 774

$$K_2 = 1$$

Con la fórmula para calcular la Potencia corregida en la ecuación [Ec. 2.6.1.3] se reemplaza valores.

$$H'r = K_1 * K_2 * Hr \quad [Ec. 2.6.1.3]$$

2.6.1.3.3.- Selección del factor de servicio por el número de dientes

En la Figura N° 2.29, se indica el factor de corrección por dientes, para lo cual se utiliza $Z_1 = 17$ dientes de la catarina menor.

$$Z_1 = 17 \text{ dientes} \quad K_1 = 1.00$$

Factores de corrección por dientes			
NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES K_1	NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES K_1
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

FIGURA N° 2.29. Factores K_1 Corrección por dientes..

FUENTE: Tomado de: SHIGLEY, Joseph, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, McGraw-Hill, Interamericana, 2008, México, p. 773

Se reemplaza los valores en la ecuación [Ec. 2.6.1.3] y se tiene:

$$H'_r = K_1 * K_2 * H_r$$

$$H'_r = 1.00 * 1.00 * 9.055 \text{ hp.}$$

$$H'_r = 9.055 \text{ hp}$$

Se verifica la potencia de diseño y la potencia corregida

$$H \leq H'_r$$

$$7.2 \leq 9.055$$

Por lo tanto el resultado es satisfactorio y se escoge una cadena TIPO A - Num. 80, paso 1 plg. y de un simple torón.

2.6.1.3.4.- Cálculo del diámetro de la Catarina mayor

Al determinar los valores de los diámetros y nuevas cantidades de dientes es necesario calcular el diámetro de la catarina mayor para completar el conjunto de elementos que intervienen en la transmisión de potencia de la enderezadora.

Para la transmisión de potencia en función de los diámetros se emplea la fórmula:

$$d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2$$

$$32 = 31 \cdot \frac{-1}{-2}$$

$$32 = 5,95 \cdot 63,34$$

$$d_2 = 16.15 \text{ in}$$

Para esto vamos al catálogo de catarinas y se utiliza la catarina más cercana al valor calculado y nos da los siguientes valores:

$$d_2 = 16,18 \text{ plg. } (410.972)\text{mm}$$

$$Z_2 = 49 \text{ dientes}$$

2.6.1.3.5.- Cálculo de la longitud de la cadena

La longitud de la cadena se determina en pasos, es preferible que el numero sea par, de otro modo necesitaría un eslabón de compensación. La longitud aproximada puede calcularse por la siguiente ecuación:

$$L = \frac{2C}{p} + \frac{p}{4} \left(\frac{N_1 + N_2}{2} \right)^2 \quad [\text{Ec. 2.6.1.3.4}]$$

Donde:

$L =$ longitud de la cadena

$p =$ paso de la cadena

$C =$ distancia entre centros

$N_1 =$ número de dientes en la catarina menor

$N_2 =$ número de dientes en la catarina mayor

Con la velocidad angular en N2 como dato de cálculo se obtiene:

$$W = 6.64 \text{ rad/s}$$

Transformando las unidades de rad/s a rpm se tiene:

$$W = 63.34 \text{ rpm}$$

Se reemplaza valores en la ecuación L [Ec. 2.6.1.3.4] y se tiene:

$$L = \frac{2 \times 500 \times D}{6 \times 25.4} \times \frac{17}{2} \times \frac{49}{2} \times \frac{500}{4 \times 25.4} \times \frac{17^2}{25.4}$$

$$L = 82,187 \text{ pasos}$$

El número par más próximo de pasos es 82 pasos, se corrige el valor al corregir la distancia entre centros al introducir el valor de 82 pasos.

Al final la composición de elementos del sistema de transmisión de potencia es como se muestra en la Figura N° 2.30.

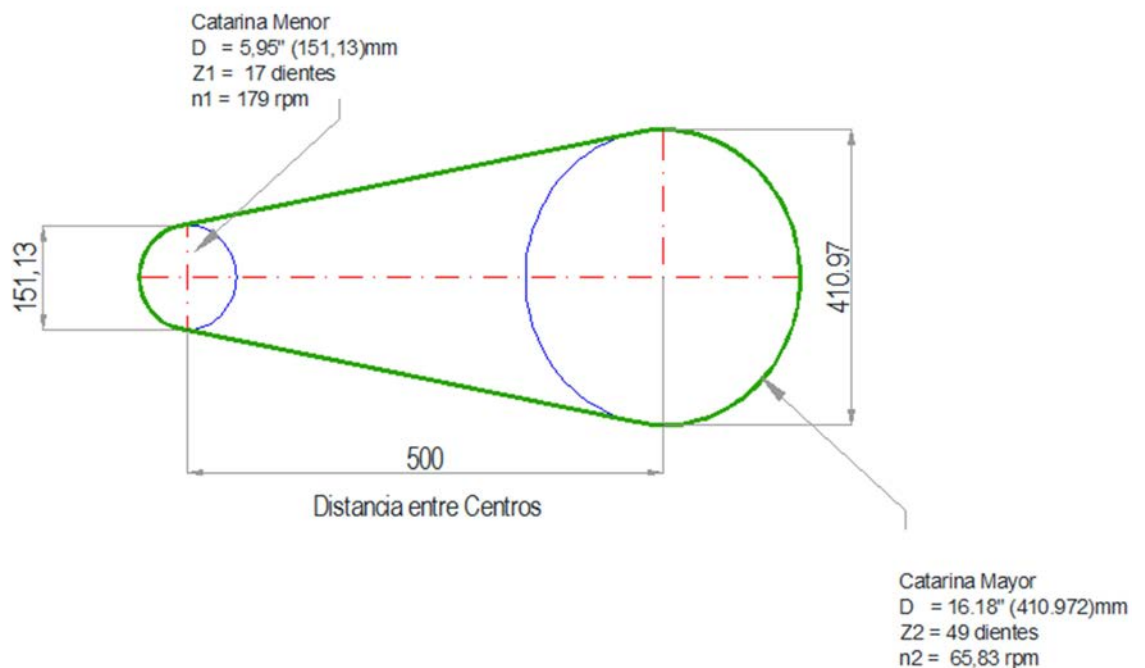


FIGURA N° 2.30. Composición de elementos en la transmisión de potencia

FUENTE: Autor

2.7.- CÁLCULO DE EJES

2.7.1.- Generalidades

Un eje de transmisión o árbol es un elemento cilíndrico de sección circular, que puede estar fijo o girando, sobre los que se puede montar engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, manivelas, así como otros elementos mecánicos de transmisión de fuerza o potencia.

Los ejes de transmisión o simplemente ejes, son barras sometidas a cargas de flexión, tensión, compresión o torsión que actúan individualmente o combinadas, en este último caso es de esperar que la resistencia estática y la de fatiga sean consideraciones importantes de diseño, puesto que un eje puede estar sometido en forma simultánea a la acción de esfuerzos estáticos.

Cuando la deformación lateral o torsional de un eje debe mantenerse dentro de límites estrechos, entonces hay que fijar sus dimensiones considerando tal deformación antes de analizar los esfuerzos. La razón es que si un eje se hace lo bastante rígido para que esas deformaciones no sean considerables, es probable que los esfuerzos resultantes no rebasen la seguridad, pero de ninguna manera debe suponer el diseñador que son seguros, por lo que casi siempre es necesario calcularlos para comprobar que están dentro de los límites aceptables.

Siempre que sea posible los elementos de transmisión de potencia, como engranes o poleas, deben montarse cerca de los cojinetes de soporte, esto reduce el momento flexionante y en consecuencia la deflexión y el esfuerzo por flexión²⁷.

Para la máquina enderezadora se tiene los ejes que se muestra en la Figura N° 2.31.

²⁷ Cfr. SHIGLEY; “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”; Cuarta Edición; Editorial McGraw-Hill; p. 729.

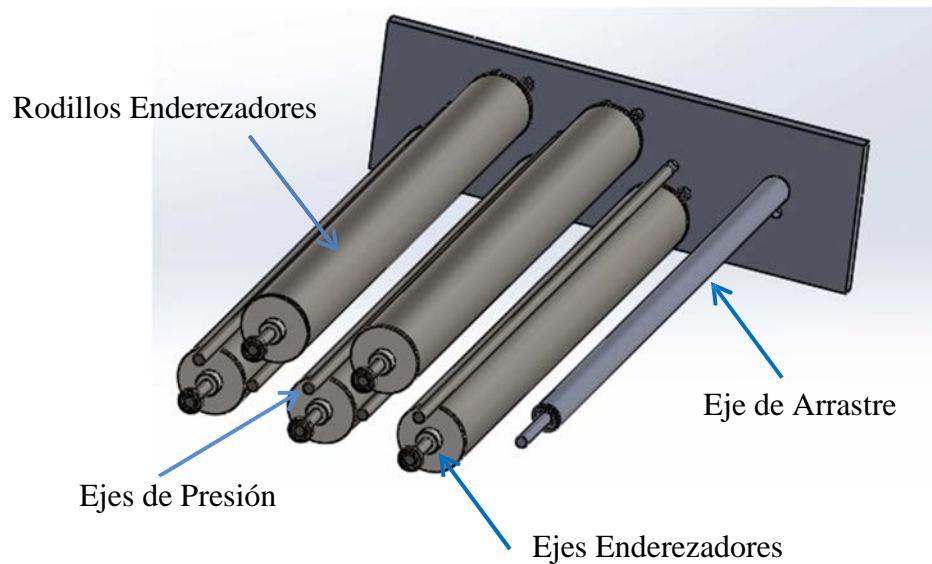


FIGURA N° 2.31 Ubicación de rodillos

FUENTE: Autor

2.7.1.1.- Diseño del eje de arrastre

Para determinar las fuerzas que actúan sobre el eje de arrastre, se calcula la fuerza para mover la bobina y el Torque de la Catarina que transmite la potencia del motor, como se indica en la Figura N° 2.32.

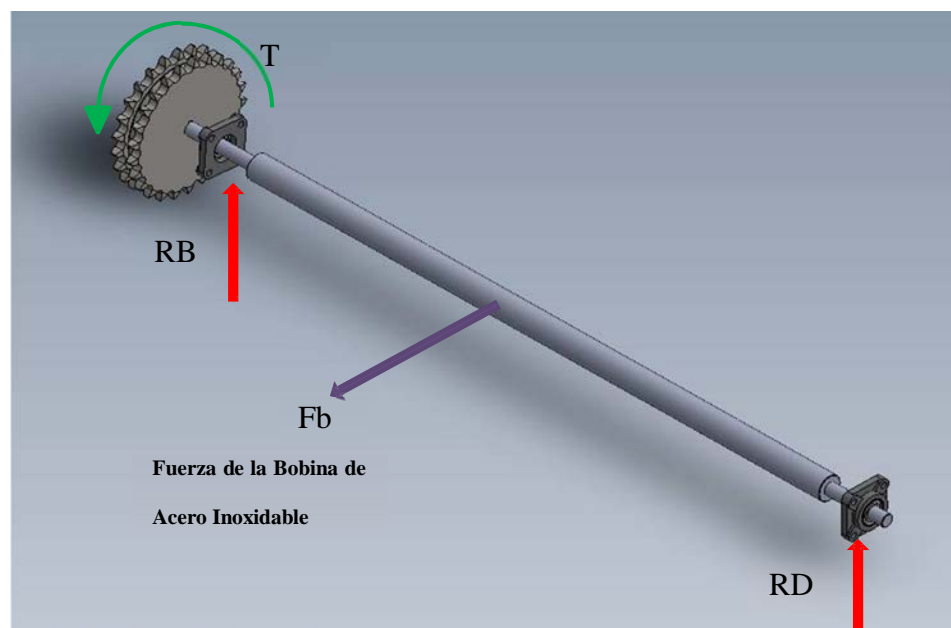


FIGURA N° 2.32 Diagrama de eje de arrastre

FUENTE: Autor

2.7.1.1.1.- Cálculo de la fuerza de la bobina

Para calcular la fuerza de la bobina se utiliza la fórmula del torque, cuyo valor se determinó en (2.5.2.4) y se utiliza los datos de la Figura N° 2.33

Donde: $T = F * L$ [Ec.2.7.1.1]

$T = \text{Torque de la bobina (Nm)}$

$F = \text{Fuerza de la bobina (N)}$

$L = \text{Distancia (m)}$

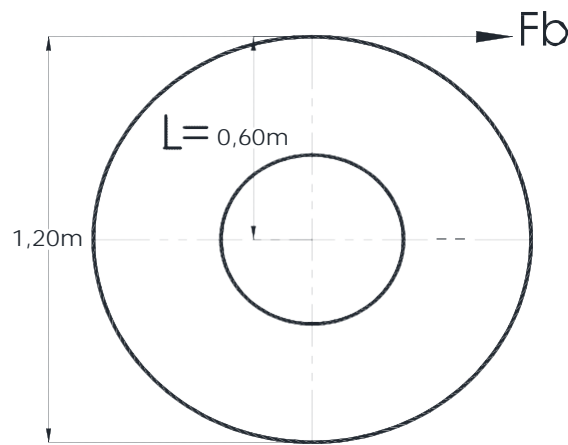


FIGURA N° 2.33. Diagrama de la fuerza de la bobina

FUENTE: Autor

Se reemplaza los valores en la fórmula

$$F = \frac{T}{L}$$

$$F = \frac{46,75 \text{ Nm}}{0,6 \text{ m}}$$

$$F = 77,92 \text{ N}$$

2.7.1.1.2.- Cálculo del torque en la catarina mayor

Para determinar el momento de torsión T se utiliza la fórmula de la potencia a transmitir y la velocidad del eje rotatorio.

$$T = \frac{P}{\omega} \quad [\text{Ec. 2.7.1.2}]^{28}$$

$$T = \frac{46000}{6000}$$

²⁸ Tomado: SHIGLEY; “Diseño en Ingeniería Mecánica”; Cuarta Edición; Editorial McGraw-Hill; p.60

Donde:

$P = \text{Potencia} \quad [Hp]$

$T = \text{Torque} \quad [Nm]$

$v = \text{Velocidad de rotación} \quad [rpm]$

Se despeja el Torque y se reemplaza valores en la ecuación.

$$T = \frac{P \cdot 63000}{v}$$

$$T = \frac{7,2 \text{ hp} \cdot 63000}{65,83}$$

$$T = 689,05 \text{ lb.in}$$

$$T = 77,85 \text{ Nm}$$

2.7.1.1.3.- Flexión del eje en el plano “YX”

La Figura N° 2.34 indica las fuerzas que actúan en el eje de arrastre en el plano XY.

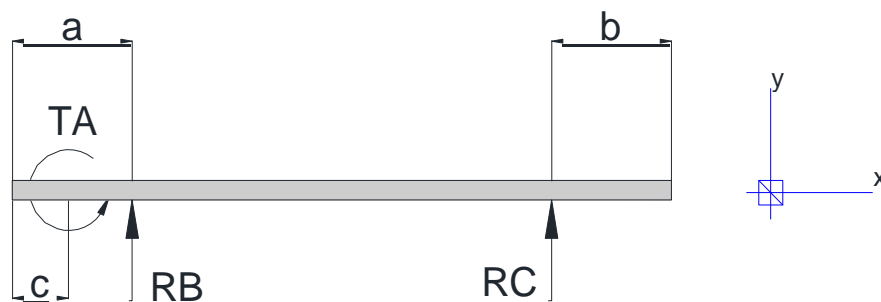


FIGURA N° 2.34. Diagrama de cuerpo libre del eje de arrastre en plano XY

FUENTE: Autor

2.7.1.1.4.- Aplicación de software de diseño Msolid 3.5

Para utilizar el software, se ingresará los datos ya indicados.

Abrir el programa y seleccionar el tipo de caso que corresponde y las unidades de medida, para este caso una viga simplemente apoyada, se ingresa los valores de longitud y la ubicación de los apoyos tomados desde el eje de referencia. Ver Figura N° 2.35.

The screenshot shows the 'Determinate Beam Module' window. At the top, there are three icons representing different beam support types: a simply supported beam, a fixed support, and a roller support. Below these icons, there are input fields for 'Total Beam Length' (1.68) and 'Location of left support' (0.14). The units are set to 'm'. There are also input fields for 'Location of right support' (1.6). The window has 'Back', 'File', and 'Loads' tabs. 'Enter' and 'Cancel' buttons are on the right.

FIGURA N° 2.35. Datos de longitud y apoyos del eje de arrastre

FUENTE: Autor

Seleccionar el tipo de carga, para este caso es un momento, se ingresa los datos de distancia desde donde inicia y donde termina la acción de la fuerza distribuida. Ver Figura 2.36.

The screenshot shows the 'Determinate Beam Module' window with the 'Loads' tab selected. On the left, there are icons for different types of loads: a point load, a concentrated moment, a triangular distributed load, a rectangular distributed load, a trapezoidal distributed load, and a circular distributed load. The 'Concentrated Moments' section is active, showing input fields for 'Moment Location (x-coordinate)' (0.1) and 'Moment Magnitude' (77.85). The units are set to 'm' and 'N-m' respectively. 'Enter' and 'Cancel' buttons are on the right.

FIGURA N° 2.36 Cargas que se aplican al eje de arrastre

FUENTE: Autor

Con ENTER se valida la información ingresada dando como resultado la tabla de resultados de la Figura N°2.37.

Para comprobar estos resultados, se calculará de forma manual, empleando las ecuaciones de equilibrio, utilizando los mismos datos²⁹

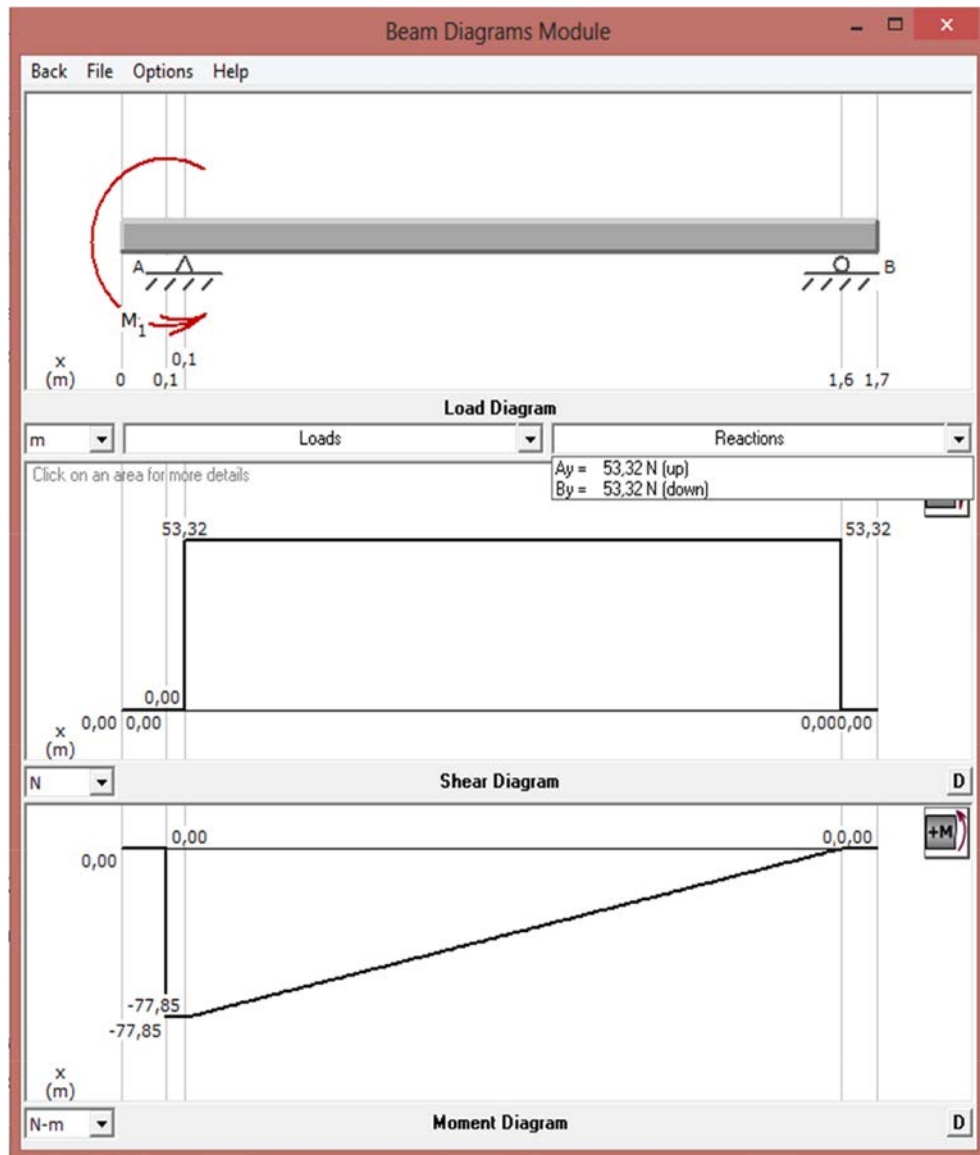


Figura N° 2.37. Tabla de resultados en el plano XY

Fuente: Autor

Tomando en cuenta que $\sum F_x = 0$ es igual a $\sum F_y = 0$

$\sum F_x = 0$

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

[Ec. 2.7.1.3]

$$77,85 \text{ Nm} - \sum F_y \cdot 1,46 \text{ m} = 0 \text{ ef, fkt} \sum F_y = \sum F_y$$

²⁹ Cfr. Singer; "Resistencia de materiales," 4ta Ed. Editorial LIMUSA, p.185

2.7.1.1.5.- Flexión del eje en el plano “ZX”

En este plano, el eje de arrastre está sometido a la fuerza de la bobina, se ingresan los datos y se calcula la flexión en este plano, Ver Figura N° 2.38.

$$P = F_b = 77,92 \text{ N}$$

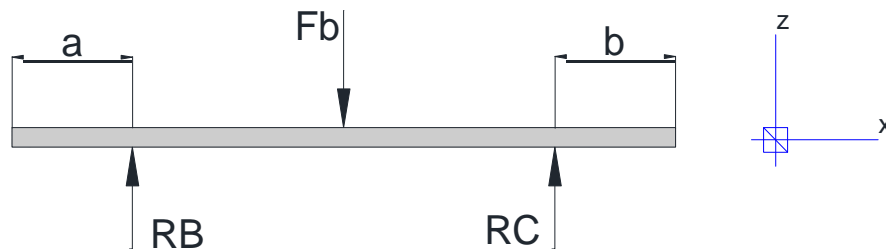


Figura N° 2.38. Flexión en el eje de arrastre en el plano XZ

Fuente: Autor

Se procede a realizar los respectivos cálculos con el software de diseño MDsolid3.5 y se obtiene los resultados mostrados en la Figura N° 2.39.

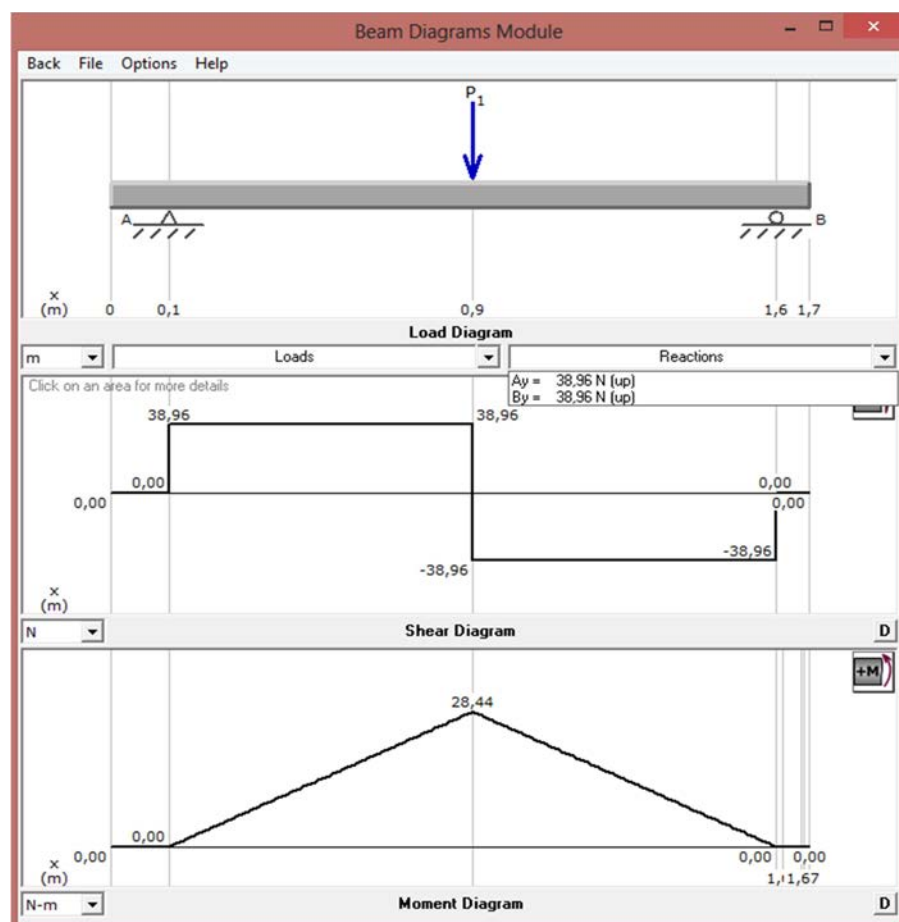


Figura N° 2.39. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante del eje de arrastre

Fuente: Autor

Para comprobar los resultados se calcula los valores de forma manual.

Σ

$$\sum F_x = 0$$

$$R_B + R_C - 77,92 \text{ N} = 0$$

$$R_B = 77,92 - 38,96$$

$$\mathbf{R_B = 38,96 \text{ N}}$$

Σ

$$\sum M_A = 0$$

$$R_C * 1,46 \text{ m} - 77,92 \text{ N} * 0,73 \text{ m} = 0$$

$$\mathbf{R_C = 38,96 \text{ N}}$$

Momento Máximo

$$M = \frac{F_x * x}{2}$$

$$M = \frac{77,92 \text{ N} * 0,73 \text{ m}}{2}$$

$$\mathbf{M = 28,44 \text{ Nm}}$$

Como existe la presencia de dos flexiones, es decir flexiones en los 2 planos, el esfuerzo máximo se produce con el momento resultante de la suma vectorial de los momentos máximos en dicho eje. Por lo tanto:

$$\frac{2}{2}$$

(Ec. 2.7.1.2.1)

$$M_a = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M_a = \sqrt{77,85^2 + 28,44^2}$$

$$M_a = 83,44 + 808,834$$

$$M_x = 2 \text{ k, } 2 \text{ k}$$

2.7.1.1.6.- Diámetro del eje de arrastre.

Una vez encontrados el momento de tensión máximo y el momento de torsión, se aplica la ecuación del código ASME para un eje macizo con carga axial pequeña o nula³⁰:

$$\sigma = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad [\text{Ec. 2.7.1.3}]$$

Donde:

$$\sigma = \frac{M}{I} y = \frac{M}{\frac{\pi D^4}{64}} y = \frac{32 M y}{\pi D^4}$$

$$\tau = \frac{T}{J} r = \frac{T}{\frac{\pi D^4}{32}} r = \frac{16 T r}{\pi D^4}$$

$$\sigma = \frac{32 M y}{\pi D^4} \quad \tau = \frac{16 T r}{\pi D^4}$$

$$\sigma = \frac{32 M y}{\pi D^4} \quad \tau = \frac{16 T r}{\pi D^4}$$

$$\sigma_p = \frac{32 M y}{\pi D^4} = \frac{32 \cdot 1000 \cdot 0.025}{\pi \cdot 0.025^4} = 62.2 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 62.2 \text{ MPa}$$

El código ASME define para ejes de acero comercial un S_s permisible, ver la Figura N° 2.40.

Ss permisible = 8000 PSI para ejes sin cuñero
Ss permisible = 6000 PSI para ejes con cuñero

Figura N° 2.40. Ss según código ASME para acero comercial

Los valores de choque y fatiga también los indica ASME, ver Figura N° 2.41.

Para ejes estacionarios	Kb	Kt
Carga aplicada gradualmente	1	1
Carga aplicada repentinamente	1,5 a 2	1,5 a 2
Para ejes en rotación	Kb	Kt
Carga aplicada gradualmente	1,5	1
Carga repentina (choque menor)	1,5 a 2	1 a 1,5
Carga repentina (choque fuerte)	2 a 3	1,5 a 3

Figura N° 41. Factores de choque y fatiga según código ASME

Fuente: Tomado de: SCHAUM, Allen S., Hall; “*Diseño de máquinas*”, Editorial, MCGRAW-HILL; Capítulo 9; p. 115

³⁰ SCHAUM, Allen S., Hall; “*Diseño de máquinas*”, Editorial MCGRAW-HILL; Capítulo 9; p. 113

De las Figuras 2.40 y 2.41, se toma los siguientes valores:

$$\sigma_p = 6000 \text{ MPa} = 41368542 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (\text{Eje con cuñero})$$

$$\sigma_b = 1,5 \quad (\text{Carga gradual})$$

$$\sigma_a = 1$$

$$\sigma_b = 7 \text{ m} \cdot 7 \text{ m} \cdot 3 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 82,88 \text{ m}$$

$$\sigma_a = 7 \text{ m} \cdot 7 \text{ m} \cdot 7 \text{ m} \cdot 7 \text{ m} = 77,85 \text{ m}$$

Reemplazando en la ecuación [Ec. 2.7.1.3]

$$\sigma' = \frac{16}{\pi \cdot 41368542 \text{ N/m}^2} \sqrt{1,5^2 \times 82,88^2 + 1^2 \times 77,85^2} \text{ m}$$

$$\sigma' = \frac{16}{\pi \cdot 41368542 \text{ N/m}^2} \times 146,684 \text{ m}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 41368542 \text{ N/m}^2} \times 146,684 \text{ m}} \approx 25 \text{ mm}$$

Para el eje de arrastre se recomienda un diámetro 25 mm

2.7.1.1.7.- Diseño a fatiga para determinar el material del eje de arrastre

El material recomendado por las características del eje es AISI 4340 con las siguientes propiedades:

$$\sigma_i = 735,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

La ecuación para el límite a fatiga está dada por:

$$\sigma_f = \sigma_i \cdot 82 \cdot 80 \cdot 83 \cdot 80 \cdot 80 \cdot 80 \quad [\text{Ec:2.7.1.2.3}]$$

Donde:

σ_i = Limite de resistencia a la fatiga

σ_i' = Limite aproximado de fluencia a la fatiga

k_a = Factor de superficie

k_b = Factor de tamaño

k_c = Factor de confiabilidad- 60 -

k_d = Factor de temperatura

k_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos

k_f = Factor de efectos diversos

S_u = Esfuerzo máximo

Del Anexo N° 12 se obtiene la ecuación de S_e'

$$\phi_s' = 0,504 \sqrt{S_u}$$

$$\phi_s' = 0,504 \sqrt{110000}$$

$$\phi_s' = 55.44 \text{ mm}^2$$

El k_a se encuentra según el acabado superficial, con $S_u = 1078,73 \text{ MPa}$ y maquinado obtenemos:

$$2 \sqrt{S_u}$$

$$4,51 \sqrt{1078,73}^{0.26}$$

$$\mathbf{k_a = 0.709}$$

Para un eje que se encuentre a flexión y torsión se utiliza la ecuación:

$$k_b = 0,8693 \sqrt{d}$$

Esta ecuación está dada para cuando el diámetro del eje se encuentra en un rango entre:

$$0.3 \text{ pulg} < d \leq 10 \text{ pulg}$$

$$k_b = 0,869 \sqrt{1,25}^{0,08}$$

$$\mathbf{K_b = 0,85}$$

Para una confiabilidad del 90 % se obtiene k_c , ver anexo 12.

$$\mathbf{k_c = 0,577}$$

Para hallar (k_d) se utiliza una de las expresiones según el uso del eje:

$$k_d = \frac{1.0}{1 - 5.8 \cdot 10^{-3} T - 450} \quad \begin{matrix} T \leq 450 \text{ } ^\circ\text{C} \\ 450 \text{ } ^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ } ^\circ\text{C} \\ 840 \text{ } ^\circ\text{F} < T \leq 1020 \text{ } ^\circ\text{F} \end{matrix}$$

Como la temperatura a la que trabaja el eje tiene una variación de temperatura despreciable:

$$\mathbf{k_d = 1}$$

Para calcular el Factor de modificación por concentración de esfuerzos se utiliza la

ecuación:

$$k_e = 1 - 0,08z_a$$

Del Anexo 12 la Tabla N° 6.5 se tiene una confiabilidad del 90%, siendo $z_a = 1,288$

$$k_e = 0,897$$

Para estimar el factor K_f se emplea la fórmula:

$$8X = 1 + \sqrt[8]{\frac{r}{r_0}} - 1$$

Se estima un radio de entalladura de $r = 3\text{mm}$, y el valor de $q = 1$ según la Figura 6-21 del Anexo 12.

Para K_t se determina del Anexo N° 13:

$$\frac{1}{s} = \frac{3}{31,75} = 0,094$$

$$\frac{1}{s} = \frac{3}{50,8} = 1,6$$

$$k_t = 1,5$$

Se reemplaza valores para encontrar k_f

$$8X = 1 + \sqrt[8]{\frac{r}{r_0}} - 1$$

$$8X = 1 + 1,5 - 1$$

$$k_f = 1,5$$

Se reemplaza valores en la ecuación de la fatiga S_e

$$S_e = S'_e \cdot 82 \cdot 80 \cdot 83 \cdot 8 \cdot 8X \quad [\text{Ec:2.7.1.2.3}]$$

$$S_e = 55,44 \cdot 0,709 \cdot 0,85 \cdot 0,577 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 1,5$$

$$S_e = 25,94 \text{ kg/mm}^2$$

Debido a que la torsión y la flexión intervienen en los cálculos es necesario calcular la resistencia de fluencia al cortante del eje, mediante la Teoría de la Energía de distorsión, donde:

$$S_{sy} = 0,577S_y$$

Donde:

S_{sy} = Resistencia de fluencia al cortante.

S_y = Resistencia de fluencia.

$$S_{sy} = 0,577 * 75 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{sy} = 43,28 \text{ Kg/mm}^2$$

Se calcula el límite de fatiga a la cortadura corregida

$$S_{se} = 0,577S_e$$

Donde:

S_{se} = Límite de fatiga a la cortadura corregida.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga.

$$S_{se} = 0,577 * 25,94 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{se} = 14,97 \text{ kg/mm}^2$$

2.7.1.1.8.-Cálculo del diámetro del eje de arrastre con soderberg

Verificación del diámetro según el método de SODERBERG.

$$\frac{32}{3} = \frac{T}{H} \left[\frac{1}{\phi_i} + \frac{1}{\phi_s} \right] \frac{1}{2}$$

Donde:

n = Factor de seguridad ($n = 1.5$)

d = Diámetro del eje (mm)

T = Torque ($T = 77,85 \text{ N-m} = 7938,5 \text{ Kg-mm}$)

M = Momento máximo en el eje ($M = 82,88 \text{ N-m} = 8451,41 \text{ Kg-mm}$)

Se \equiv Límite de fatiga a la cortadura corregida ($25,94 \text{ kg/mm}^2$)
 $S_y \equiv$ Resistencia de fluencia (110 kg/mm^2)

$$3 = \frac{32 * 1,5}{H} \frac{7938,5 \text{ Kg} - \text{mm}^2}{75 \text{ kg/mm}^2} + \frac{8451,41 \text{ Kg} - \text{mm}^2}{25,94 \text{ kg/mm}^2} \frac{1}{2}$$

$$d = 17,36 \text{ mm}$$

Se empleará un eje de acero AISI 4340 de diámetro 25 mm

2.7.1.2.-Diseño del eje enderezador

El eje enderezador soporta la fuerza necesaria para eliminar las tensiones en la lámina de acero inoxidable, y lograr su alineación, ver Figura N° 2.42; se utiliza el mismo procedimiento del eje de arrastre para determinar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flexionante. Ver figuras N° 2.43 y Figura N° 2.44.

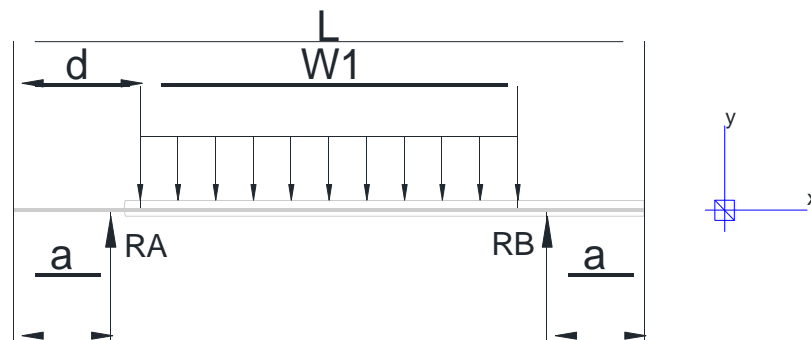


FIGURA N° 2.42 Diagrama de cuerpo libre del eje enderezador

FUENTE: Autor

2.7.1.2.1.-Diámetro del eje enderezador

Se emplea la ecuación [Ec. 2.7.1.3], y teniendo en cuenta que $M_t = 0$

De las Figuras 2.40 y 2.41, se toma los siguientes valores:

$$\phi_p = 8000 \text{ _} \phi I = 55158056 \frac{\text{mm}^4}{\text{s}^2} \quad (\text{Eje sin cuñero})$$

$$=b = 1,5 \quad (\text{Carga gradual})$$

$$=a = 1$$

$$\Sigma b = \Sigma 7 \text{ m} - : 7 \text{ má}; 1 \text{ m} 7 3 - \text{X} 4 - ; 16 - = 150 \text{ J m}$$

$$\Sigma a = \Sigma 7 \text{ m} - : 7 : 7 / < 7 / = 0$$

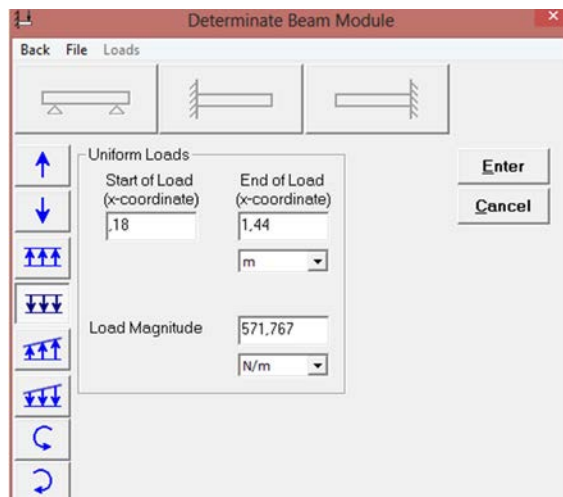


FIGURA N° 2.43 Cargas que se aplican al eje enderezador

FUENTE: Autor

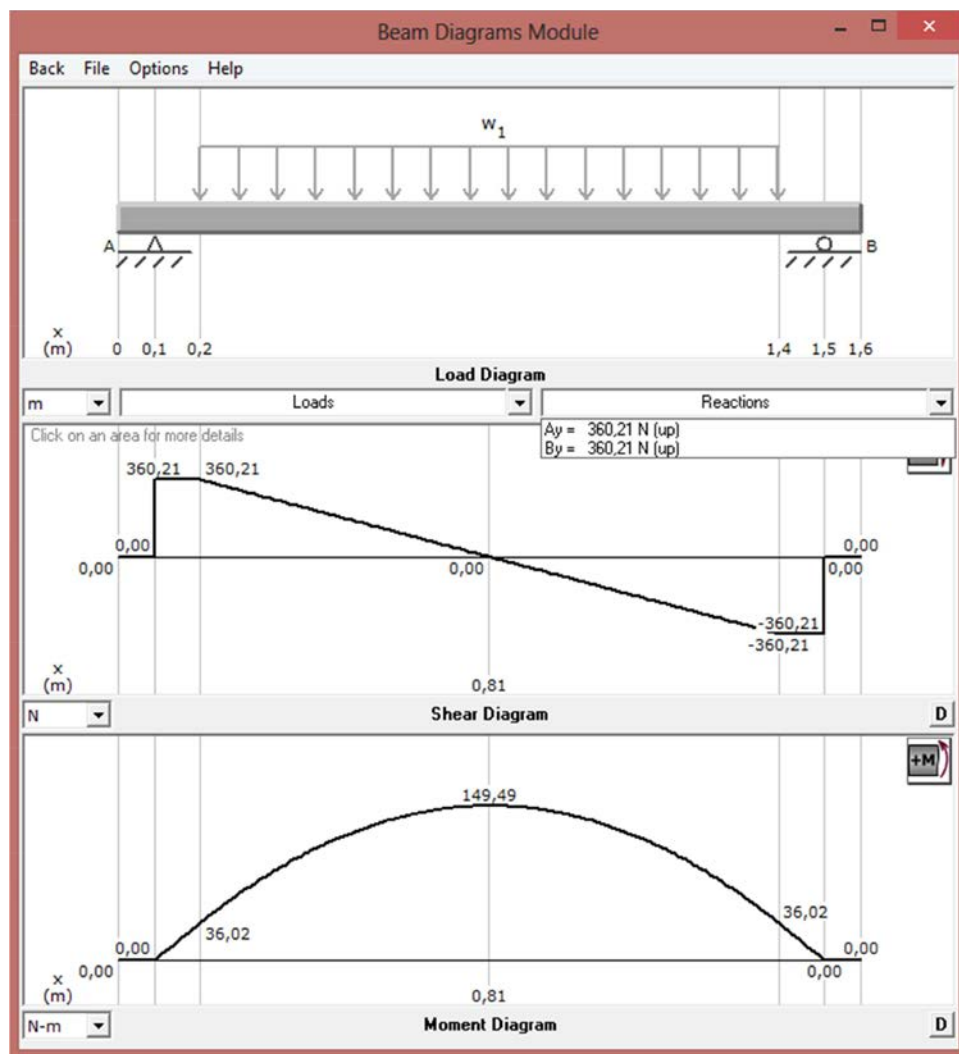


Figura N° 2.44. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flexionante de eje enderezador

FUENTE: Autor

Reemplazando en la ecuación [Ec. 2.7.1.3]

$$3' = \frac{16}{L} \left[\frac{b}{16} \right] D^2 \quad] m$$

$$3' = \frac{16}{55158056} \cdot 250 \quad] m$$

$$m^2$$

$$i = d, dk \cdot e = f \alpha, \circ e = 1 \frac{1}{4}''$$

Se empleará un eje de acero especial con resistencia a la tracción y torsión de diámetro de 1 1/4".

2.7.1.2.2.- Diseño a fatiga para determinar el material del eje enderezador

El material recomendado para este eje es el mismo que el eje de arrastre AISI 4340, se realiza el mismo procedimiento para calcular Se por los factores de fatiga y se tiene:

$$\phi_s = \phi_s' \cdot 82 \cdot 80 \cdot 83 \cdot 8 \cdot 8X \quad [Ec:2.7.1.2.3]$$

$$Se = 25,94 \cdot 0,709 \cdot 0,85 \cdot 0,577 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 1$$

$$Se = 8,10 \text{ kg/mm}^2$$

El valor de Sse = 14,97 kg/mm² se calculó en 2.7.1.1

Se calcula el límite de fatiga a la cortadura corregida

$$Sse = 0,577Se$$

$$Sse = 0,577 \cdot 8,10 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sse = 4,68 \text{ kg/mm}^2$$

2.7.1.2.3.-Cálculo del diámetro del eje enderezador según soderberg

Verificación del diámetro según el método de SODERBERG.

$$3 = \frac{32}{H} \left[\frac{2}{\phi_i} \right] + \frac{2}{\phi_s} \left[\frac{1}{2} \right]$$

Donde:

n = Factor de seguridad.(n = 1.5)

d = Diámetro del eje

T= Torque (T = 0 N-m = 0 Kg-mm)

M = Momento máximo en el eje (M = 150 N-m= 15295,74 Kg - mm)

Se = Límite de fatiga a la cortadura corregida (8,10 kg/mm²)

Sy = Resistencia de fluencia (110 kg/mm²)

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5 \cdot 10^3 \text{ Kg M mm}^2}{\pi \cdot 75 \text{ kg/mm}^2} + \frac{15295,74 \text{ Kg M mm}^2}{\pi \cdot 8,10 \text{ kg/mm}^2}} = 30,67 \text{ mm}$$

Se empleará un eje de acero AISI 4340 de diámetro 1 ¼ plg = 31,75 mm

2.8.- Diseño de placa de soporte³¹

Para diseñar la placa de soporte, se debe verificar que por acción de las fuerzas, la placa no se aplaste en las zonas acopladas con los pernos y además la placa no debe pandearse por efecto de estas mismas cargas, ver Figura N° 2.45.

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{P}{A} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad [\text{Ec. 2.8}]$$

Donde:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{y}}}{F.S.}$$

$$\sigma_{\text{y}} = 31 \text{ kg/mm}^2$$

$$F.S. = 1,5$$

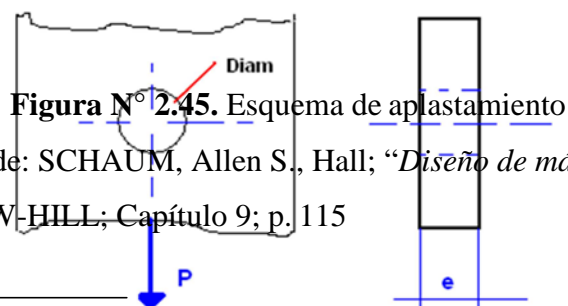


Figura N° 2.45. Esquema de aplastamiento

Fuente: Tomado de: SCHAUM, Allen S., Hall; “*Diseño de máquinas*”, Editorial, MCGRAW-HILL; Capítulo 9; p. 115

³¹ Tomado de: SCHAUM, Allen S., Hall; “*Diseño de máquinas*”, Editorial, MCGRAW-HILL; Capítulo 9; p. 115

$$\sigma_{\text{op}} \leq \sigma_{\text{B?C@V}} \cdot \phi \quad [\text{Ec.2.8.1}]$$

Donde ϕ es el esfuerzo de fluencia.

Para un acero ASTM - A36: $\phi = 36 \text{ 86} < 1 = 248,54 \cdot 10^6 \sim$

Tabla N° 2.11. Tabla cargas en los rodillos

DENOMINACION	DIAMETRO (m)	Rc (N)	Sigma aplastamiento (N/m2)
EJE DE ARRASTRE	0,025	38,96	62336,00
RODILLO FIJO DE ARRASTRE	0,025	38,96	62336,00
EJE ENDEREZADOR 1	0,032	360,21	450262,50
RODILLO FIJO ENDEREZADO	0,012	360,21	1200700,00

FUENTE: AUTOR

Como se puede observar, en la Tabla N° 2.11, ningún valor de los calculados es mayor a ϕ , por lo que no existirá aplastamiento.

2.8.1.- Pandeo de la placa soporte de rodillos

La Figura N° 2.46, indica la forma del pandeo en la placa porta rodillos, según las cargas de los rodillos.

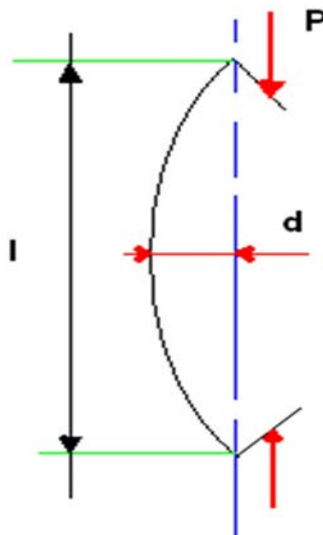


FIGURA N° 2.46. Esquema de pandeo

FUENTE: AUTOR

Hay que verificar que el esfuerzo sea menos que el de fluencia y que la deformación sea menor a:

$$\sigma \leq \frac{F}{A} \quad [\text{Ec. 2.8.1.1}]^{32}$$

Se emplea la ecuación:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y \quad (\text{Ec. 2.8.1.2})$$

Además:

$$\sigma_c = \frac{M}{I} \cdot y_c \quad (\text{Ec. 2.8.1.3})$$

$$\sigma_c < \sigma_{cy} \quad (\text{Ec. 2.8.1.4})$$

Donde: $y = y_{cg} + y_{Dg}$ (Ec. 2.8.1.5)

$$y_{cg} = 3.77 / 2016 = 0.00187 \text{ m}$$

$$y_{Dg} = \frac{m \cdot 3547.3 \cdot 42}{101323 \cdot 2} = 0.0074 \text{ m}$$

$$y = 0.00187 + 0.0074 = 0.00927 \text{ m}$$

$$I = 42 / 97 = 0.433 \text{ m}^4$$

$$M = 24.5 / 2 = 12.25 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y = \frac{12.25 \cdot 10^3}{0.433} \cdot 0.00927 = 26.1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cy} = \frac{F_y}{A} = \frac{2317.3}{91} = 25.46 \text{ MPa}$$

Datos:

$$\sigma_{cy} = 3.77 / 2016 = 0.00187 \text{ m}$$

$$A = 1.96 \times 10^{11} \text{ Pa} = 200 \text{ GPa}$$

$$y_{cg} = 3680.02 / 1012 = 3.64 \text{ m}$$

$$y_{Dg} = 0.4 / 1012 = 0.000395 \text{ m}$$

³² Tomado de: McCORMAC, "Diseño de estructuras de acero.", Alfa&Omega, 2006, p. 283.

$$I = \frac{1,1 \times 0,35^3}{12} = \frac{1,1 \times 0,042875}{12} = 3,93 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

$$A = 1,1 \times 0,025 = 0,0275 \text{ m}^2$$

Se reemplaza en la [Ec. 2.8.1.2]

$$\delta = 0,025 \text{ m} \left[\frac{1,1 \times 3680,02}{1,96 \times 10^{11} \times 3,93 \times 10^{-3}} + \frac{1,1 \times 3680,02}{1,1 \times 0,025^3} \right]$$

$$\delta = 0,025 \text{ m} \left[0,000011889 + 10,77 \right]$$

$$\delta = 0,025 \text{ m} [10,77 + 0,000011889]$$

Se verifica que: $\delta = 0,025 \text{ m} > 0,01202 \text{ m}$

$$\delta = 0,025 \text{ m} > 1,00000047 \text{ m}$$

$$\delta = 0,025 \text{ m} > 0,000476 \text{ m}$$

$$\delta = 0,000011889 \text{ m}$$

$$\delta \leq \frac{4}{1000}$$

$$\frac{4}{1000} = \frac{1,1^{1000}}{1000} = 0,0011$$

$$d_{\text{dada}} \leq d_{\text{dada}}$$

Cálculo del radio de giro de la placa

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{3,93 \times 10^{-3}}{0,0275}} = 0,378 \text{ m} \quad (\text{Ec. 2.8.1.6})$$

$$\frac{3}{4} \times 0,025^2$$

Se utiliza el esfuerzo axial calculado para obtener el momento flector

$$M = P \cdot \delta + M_0 \quad (\text{Ec. 2.8.1.5})$$

$$M = 3680,02 \text{ N} \times 0,025 \text{ m} + 0,0000118 \text{ mD}$$

$$M = 92,7 \text{ Nm}$$

Se reemplaza valores en [Ec. 2.8.1.3]

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \frac{M}{I} = \frac{3680,02 \text{ J}}{0,0275 \text{ m}^2} - \frac{0,025 \text{ m}}{0,0275 \text{ m}^2 \times 0,378 \text{ m}^2} \\ \sigma_c &= \frac{3680,02 \text{ J}}{0,0275 \text{ m}^2} - \frac{0,025 \text{ m}}{0,0275 \text{ m}^2 \times 0,378 \text{ m}^2} \\ \sigma_c &= 133818,91 \frac{\text{J}}{\text{m}^2} - 292,76 \frac{\text{J}}{\text{m}^2} \\ \sigma_c &= 133526,15 \frac{\text{J}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

$$\sigma_c < \sigma_{\text{adm}}$$

Por lo tanto, estas placas resisten los esfuerzos generados por acción de las fuerzas de los distintos elementos.

2.8.2.- Selección de rodamientos

A diferencia de otros cálculos de elementos de máquinas, los cojinetes de rodamiento se seleccionan considerando la vida útil que se desea que tengan. Esto significa que la vida infinita no es posible de alcanzar y se debe pensar que los rodamientos son elementos de desgaste que se reemplazan periódicamente para evitar daños al mecanismo en el cual están montados. Esta substitución se realiza bajo el concepto de mantención preventiva, en donde el rodamiento es cambiado justo antes de que falle. La falla debe entenderse como un grado de desgaste tal que provoca vibraciones en el eje, apreciables auditivamente por un zumbido característico.

Son muchos los factores que afectan la vida útil, los más importantes son la magnitud de las cargas, la dirección de las cargas, la velocidad de giro, las deformaciones del eje, la desalineación, la calidad de la lubricación, la temperatura de operación y la limpieza.

2.8.3.-Duración nominal del rodamiento

El cálculo de la vida útil es dependiente del rodamiento en particular, esto lo convierte en un cálculo iterativo en el cual se escoge un rodamiento y se comprueba su vida útil, si el resultado es satisfactorio, la selección ha terminado, pero si la vida es menor o mayor de lo recomendado debe escogerse otro rodamiento que cumpla con los requerimientos y se procede a re calcular la vida.

Se utilizará la siguiente fórmula:

$$\frac{1 \cdot 10^6}{L_{10h}} = \frac{C}{I_{10h}} \quad \dots\dots [Ec. 2.8.3]$$

Donde: $I_{10h} = 60C$ »

$$I_{10h} = 35/2016 - 7m1-24 3.4 / 732m1.-:7 .- h7/2 < 3. < ./J1017$$

$$- = /.J745017- .< >/6mD$$

$$\dot{a} = 026201323 3. 02/92 31-ám102 >] D$$

$$\times] D = 02/92 31-ám102 < 7 / 732m1.-:7$$

Para el presente análisis se toma los siguientes datos:

$$I_{10h} = 3000$$

$$- = /.J745017- .< >/6mD$$

$$\dot{a} = 026201323 3. 02/92 31-ám102 >] D$$

$$- = /.20016- 3. 267 i 7 3.4 .£. >] D$$

$$6 = 3 > 62/2 / 732m1.-:7 3. 742 < D$$

Despejando C de la [Ec. 2.8.3] se tiene:

$$\frac{60 \cdot I_{10h}}{1}$$

$$\dot{a} = -^a 1 \times 10^6 \ll$$

En la Tabla N° 2.12, se encuentra una guía de valores requeridos de vida nominal

L_{10h} para diferentes clases de máquinas, este es el punto de partida.

³³ Tomado de: SKF, Catálogo General, “Selección de rodamientos”, Edición 2010, p. 25/215.

Tabla N° 2.12. Duración nominal de un rodamiento en horas de servicio

Guía de valores requeridos de vida nominal L10h para diferentes clases de máquinas	
Clases de máquinas	L10h horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico.	300 a 3 000
Máquinas usadas intermitente o por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción.	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta, separadores y centrifugas.	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40 000 a 50 000

FUENTE: SKF, Catálogo General, “Selección de rodamientos”, Edición 2010, p. 25/215

Con ayuda de una hoja de cálculo en Excel, en la Tabla N° 2.13, se presenta los resultados de carga para los diferentes ejes y rodillos de la máquina.

Tabla N° 2.13. Cálculo de capacidad de carga (C)

DENOMINACION	DIAMETRO (m)	P(N)	n (rpm)	C capacidad de carga dinámica (N)
EJE DE ARRASTRE	0,025	38,96	63,34	87,69
RODILLO FIJO DE ARRASTRE	0,025	38,96	393,70	161,22
EJE ENDEREZADOR	0,032	360,21	74990,50	8576,60
RODILLO FIJO ENDEREZADO	0,012	360,21	14998,09	5015,63

FUENTE: AUTOR

Con la carga y el diámetro del eje, se selecciona el rodamiento.

En el caso del eje de arrastre y el eje de enderezado, por la geometría de la máquina es necesario utilizar chumaceras de pared.

EJE DE ARRASTRE

- Capacidad de carga: 87,69 N
- Revoluciones por minuto: 63,34 rpm
- Diámetro interior requerido: 25 mm

En el catálogo se ubica y se selecciona el soporte abridado correspondiente, para este caso **FG56205**, que cumple con los requerimientos, los datos técnicos de la chumacera de pared se encuentran en el Anexo 14.

EJE ENDEREZADOR

- Capacidad de carga : 8,57 kN
- Revoluciones por minuto : 74990 rpm
- Diámetro interior requerido: 31.75mm 1-1/4”.

En este caso se selecciona una chumacera **FG16206.104** , los datos técnicos se pueden ver en el Anexo 14.

RODILLO GIRATORIO ARRASTRE

- Capacidad de carga :87,69N
- Revoluciones por minuto : 63,34 rpm
- Diámetro interior requerido: >25 mm
- Diámetro interior requerido: < 74 mm

Para el caso de los rodillos principales se ha elegido un rodamiento **6205ZNR**, que cumple con la capacidad de carga, con los diámetros interior, exterior, los datos técnicos se pueden observar en el Anexo 16.

RODILLO GIRATORIO ENDEREZADOR

- Capacidad de carga :5,01 kN
- Revoluciones por minuto : 15000 rpm
- Diámetro interior requerido: >12 mm
- Diámetro interior requerido: < 23 mm

Para este caso, se selecciona el rodamiento **61801**, los datos técnicos se pueden ver en el Anexo 15.

2.9.- Cálculo de la estructura soporte

2.9.1.-Dimensionamiento

El dimensionamiento del bastidor será conforme a los parámetros del peso que soportará la estructura, la ergonomía del trabajador a fin de facilitar la manipulación respectiva del equipo.

2.9.2- Diseño del perfil de la base

El método que se utilizará para el diseño de los elementos mecánicos será el de tipo A.S.D, cuyas siglas traducidas se refieren al diseño mediante esfuerzos permisibles en el cual todos los miembros a tensión tienen conexiones como por ejemplo la utilización de pernos, remaches y soldaduras etc.³⁴

Para escoger el perfil de la base se necesita determinar los siguientes parámetros.

- a.-**Ubicación de la carga distribuida en el marco que soportara bastidor.
- b.-** Cálculo del Esfuerzo admisible a flexión, momento máximo y el módulo de sección.
- c.-** Selección del perfil de la base más adecuado

³⁴ Cfr. MEDINA, Salvador , *Estructuras de Acero*, 1^{era}. Ed., Editorial Reverte, Barcelona 1984, p.34.

2.9.2.1 Ubicación de la carga distribuida

En la Tabla N° 2.14, se indica como estaría conformado el marco con el perfil a seleccionar. Para escoger el perfil para el marco se utilizará como referencia el peso total aproximado que soportará la estructura de la enderezadora.

Esto significa que se debe multiplicar el peso aproximado de los elementos de la enderezadora y multiplicarlos por un factor de seguridad, en este caso $n=2$, esto porque la máquina va a soportar movimientos dinámicos y de esfuerzos moderados.

Estos datos son los siguientes:

Tabla N° 2.14. Peso de elementos de la enderezadora

ELEMENTO	PESO	CANTIDAD	P. TOTAL
	gr.	Un.	Kg.
PLACA SOPORTE RODILLOS	74431,59	2	148,86
RODILLO DE PRESIÓN	2433,88	5	12,17
RODILLO ENDEREZADOR	65401,70	5	327,01
PLACA SOPORTE PISTONES	2210,00	10	22,10
PISTONES	221,00	5	1,11
			511,25

FUENTE: Autor

Al peso estimado se le suma 300 Kg. adicionales respecto a los accesorios como motor, motoreductor, sistema de transmisión etc.

$$\text{Peso Total} = 511,25 + 300$$

$$\text{Peso Total} = 811,25 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso Total} = 7.947,80 \text{ N}$$

Ahora se divide la carga para todo el marco en 4.

$$\text{Peso total distribuido en cuatro piezas} = 202,81 \text{ Kg.}$$

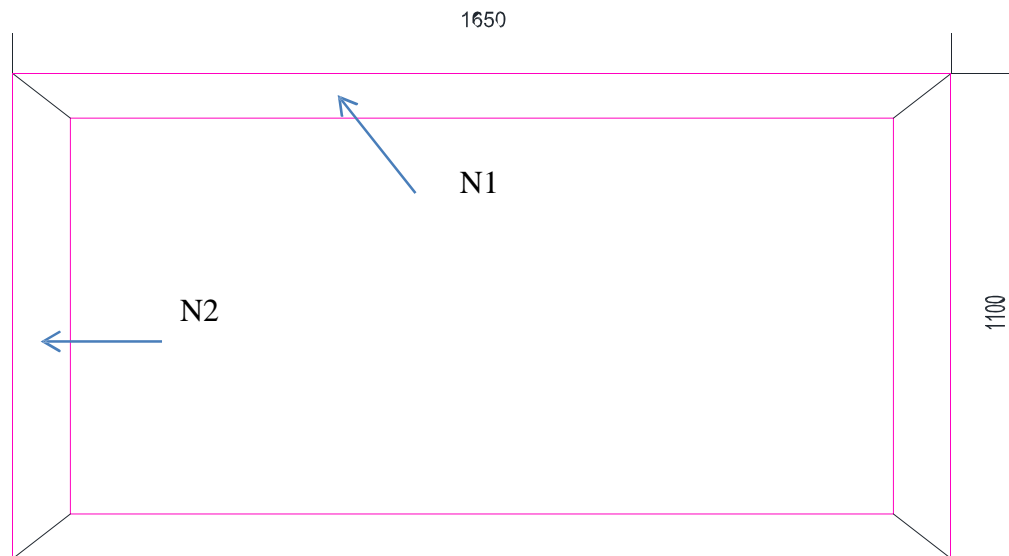


FIGURA N° 2.47. Área necesaria para el diseño del perfil

FUENTE: Autor

Este peso está distribuido en todo los extremos de la estructura, la Figura N° 2.47 indica las longitudes necesarias para su conformación respectiva.

[Ec: 2.9.2.1]

$$W_1 = \frac{>\text{Longitud de pieza N}^\circ 2D - >\text{Longitud de pieza N}^\circ 1D}{>\text{Longitud de pieza N}^\circ 2D} \times 100\%$$

Donde:

W_1 = Peso distribuido en la pieza N°1

Longitud de pieza N°2

Longitud de pieza N°1

Se ingresan los valores ya conocidos para determinar el cálculo de la carga distribuida en las piezas N°1 y piezas N°2

Datos:

Cantidad de piezas = 4 u

Longitud de la pieza N°1 =165 cm

Longitud de la pieza N°2 = 110 cm

Se Reemplaza los datos en la Ec 2.9.2.1

$$W_1 = \frac{>110 \text{ cm DM } >165 \text{ cm D}}{>110 \text{ cm D}} \times 100\% = 50\%$$

Este valor en porcentaje será la carga distribuida sobre cada uno de los elementos del bastidor, adicional sobre el peso ya estimado de cada soporte del bastidor. El 50 % de la pieza N 1 es 304,213 kg/cm y la pieza N 2 es 304,213 kg/cm. Con la obtención de los valores el cual es similar se selecciona la pieza N1 por que puede desarrollar mayor deflexión por la longitud. En la Figura N° 2.48, se observa la carga la carga y los diagramas de corte y momento. Para lo cual se transformarán las unidades a N/m

Se tiene:

$$W_1 = 1986,95 \text{ N} \times 1,64 \text{ m} = \mathbf{3,26 \text{ kN/m}}$$

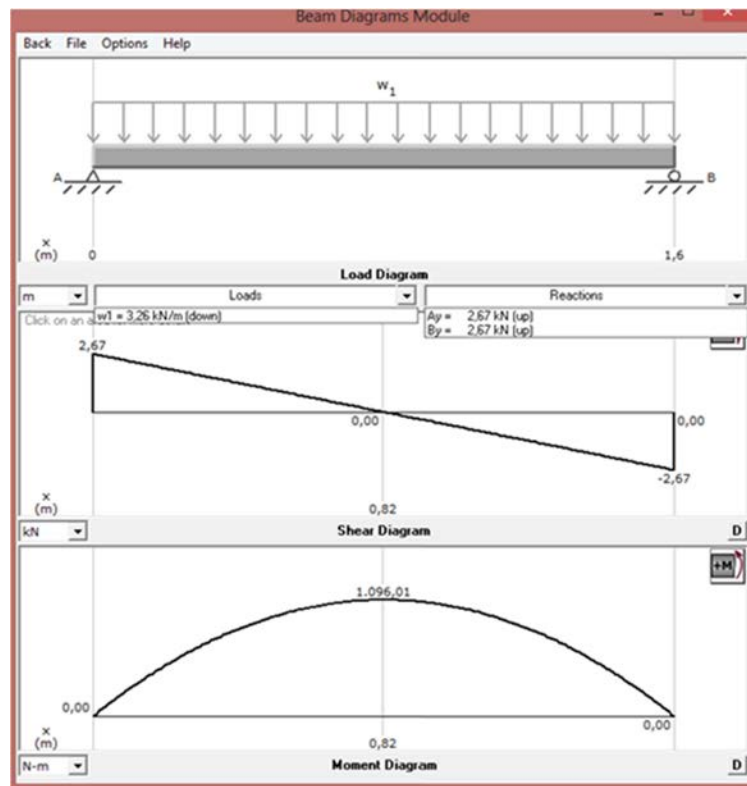


FIGURA N° 2.48. Carga distribuida, diagrama de corte y momento de la pieza N°1

FUENTE: Autor

2.9.2.2.-Selección del perfil de la base

Se utiliza la fórmula del esfuerzo admisible a flexión

$$Fb = \frac{M_{\max}}{S_x} \quad [\text{Ec.:2.9.2.2}]$$

Donde:

$$Fb = \text{Esfuerzo admisible a flexión} \quad [\text{N /m}^2]$$

$$M_{\max} = \text{Momento máximo} \quad [\text{Nm}^2]$$

$$S_x = \text{Módulo de sección} \quad [\text{m}^3]$$

El esfuerzo admisible del material es determinado por la siguiente ecuación

$$Fb = 0,666F_y \quad [\text{Ec.:2.9.2.3}]$$

Donde:

$$F_y = \text{Esfuerzo admisible del material} \quad [\text{N/m}^2]$$

Determinar el momento Máximo

$$M_{\max} = \frac{wl^2}{8} \quad [\text{Ec.:2.9.2.4}]$$

Donde:

$$w = \text{Carga distribuida} \quad [\text{N/m}]$$

$$l = \text{Longitud de carga} \quad [\text{m}]$$

Cálculo para la selección del perfil de la base

Datos:

$$w = 2467,65 \text{ kg/cm}$$

$$l = 164 \text{ cm}$$

$$F_y = 2531,05 \text{ kg / cm}^2 \text{ (248.042,9 kN/m}^2 \text{)} \quad \text{Material A-36}$$

Se reemplaza los valores

$$Fb = 0,666 \times 248.042,9 \text{ kN/m}^2$$

$$Fb = 165.196,6 \text{ kN/m}^2$$

Determinar el M_{max} :

$$M_{max} = \frac{1,26 \cdot 10^6 \cdot 1,61 \cdot 10^2}{1} = 1096,01 \text{ Nm}^3$$

De la [Ec.:2.9.2.2] despejamos y se obtiene

$$S_x = \frac{M_{max}}{F_b} = \frac{1096,01 \text{ Nm}^3}{161,156 \text{ N/mm}^2} = 0,000407 \text{ m}^3 = 0,25 \text{ in}^3$$

Con el valor obtenido el perfil más indicado es el tubo cuadrado de 4 plg. o similar al 100X100X4 mm en la Tabla N° 2.15, se indican las características específicas del perfil escogido.

Tabla N° 2.15. Perfil seleccionado para el marco de la bancada

Dimensiones del perfil unido			
Altura (H)	Ancho (B)	Espesor e	Radio r
mm	mm	mm	mm
100	50	4	4
Características del perfil unido			
Peso	Norma	Área	Modulo de Sección
Kg/m	ASTM A36	cm ²	cm ³
76,80		16,30	3,30

FUENTE: Autor

Para escoger el perfil adecuado, se realizará por el método de miembros y elementos separados del capítulo de diseño de miembros a compresión del manual ALLWABLE CONCENTRIC LOAD ON COLUMNS, para longitudes efectivas³⁵

2.9.3.-Selección del perfil (ecuación de Euler)

$$\sigma = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L}{r}\right)^2} \quad [\text{Ec.2.9.3}]$$

³⁵ Tomado de: *Manual of Steel construction "AISC"*, 7^{ma}. Ed., New York 1973, p.319.

Donde:

σ :	Esfuerzo admisible	[N / mm ²]
r :	Radio de giro del perfil escogido	[mm]
E :	Esfuerzo permisible del material	[N / mm ²]
L :	Longitud	[mm]
e :	Espesor crítico	[mm]

2.9.3.1.- Esfuerzo real del material A-36

$$\sigma = \frac{S_y}{f_s} \quad [\text{Ec.2.9.3.1}]$$

Donde:

S_y :	Esfuerzo admisible	[ksi]
f_s :	Factor de seguridad	

2.9.3.1.1.- Área necesaria para escoger el perfil

$$A_{necesaria} = \left(\frac{P}{\sigma_{real}} \right) \quad [\text{Ec.2.9.3.1.1}]$$

Donde:

$A_{necesaria}$:	Área necesaria	[cm ²]
P_{cr} :	Carga crítica	[kgf]

2.9.4.-Cálculo del esfuerzo real

Para esto se aplica un factor de seguridad de 2 y se utilizará el ASTM A-36.

Datos:

$$S_y = 36 \text{ ksi}$$

$$F_s = 2$$

$$E = 29 \times 10^6 \text{ ksi}$$

$$E = 2038901,82 \text{ kg /cm}^2$$

Se reemplaza valores:

$$\sigma_{real} = \left(\frac{36}{2} \right) \quad \sigma_{real} = 18 \text{ ksi}$$

Despejando de la [Ec.2.9.3] y reemplazando valores

$$18 = \left[\frac{\pi^2 (29 \times 10^6)}{\left(\frac{L}{r} \right)^2} \right] \quad \text{con un valor de } \left(\frac{L}{r} \right) = 200$$

$$\sigma = \frac{\pi^2 \times 2038901,82}{(200)^2} \quad \sigma = 503,07 \text{ kg / cm}^2$$

2.9.4.1.-Cálculo del área necesaria para seleccionar el perfil

Se reemplaza los valores

Datos:

$$P_{cr} = 811,25 \text{ Kg}$$

Remplazando en la [Ec.2.9.3.1.1] se obtiene.

$$\frac{811,25}{503,07} = 1,61 \text{ m}^2$$

$$A_{necesaria} = 1,61 \text{ m}^2$$

Como el valor del área es menor al área de sección del perfil seleccionado para la viga longitudinal del bastidor se empleará el mismo perfil para las columnas.

Se efectúa la simulación en Sap2000 v15, y se confirman los valores calculados de manera manual para el bastidor, ver Figura N° 2.49, Figura N° 2.50, Figura N° 2.51, Figura N° 2.52, Figura N° 2.53, Figura N° 2.54 y Figura N° 2.55.

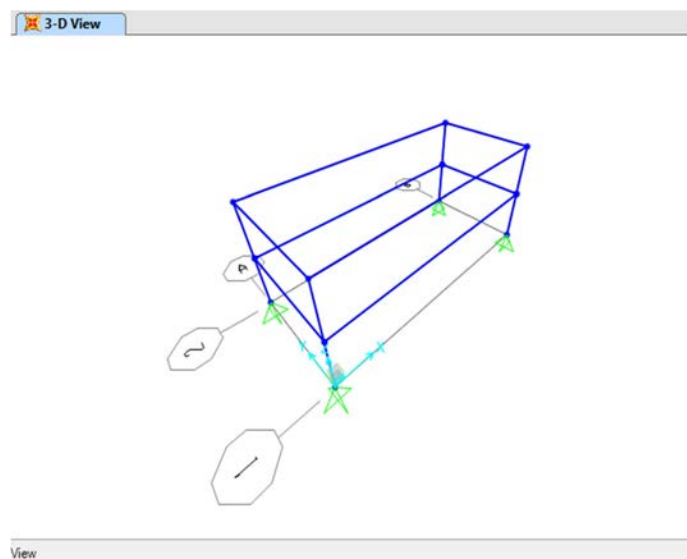


FIGURA N° 2.49. Trazado la bancada en Sap 2000 v15 con perfiles de doble G

FUENTE: Autor

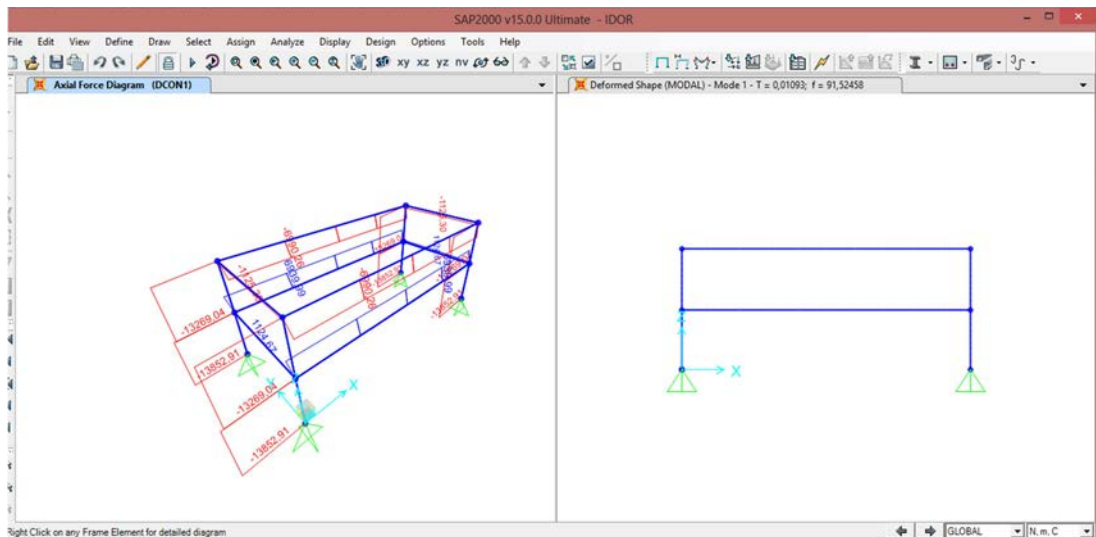


FIGURA N° 2.53. Diagrama Axial de Fuerza del bastidor realizado en Sap 2000v15.

FUENTE: Autor

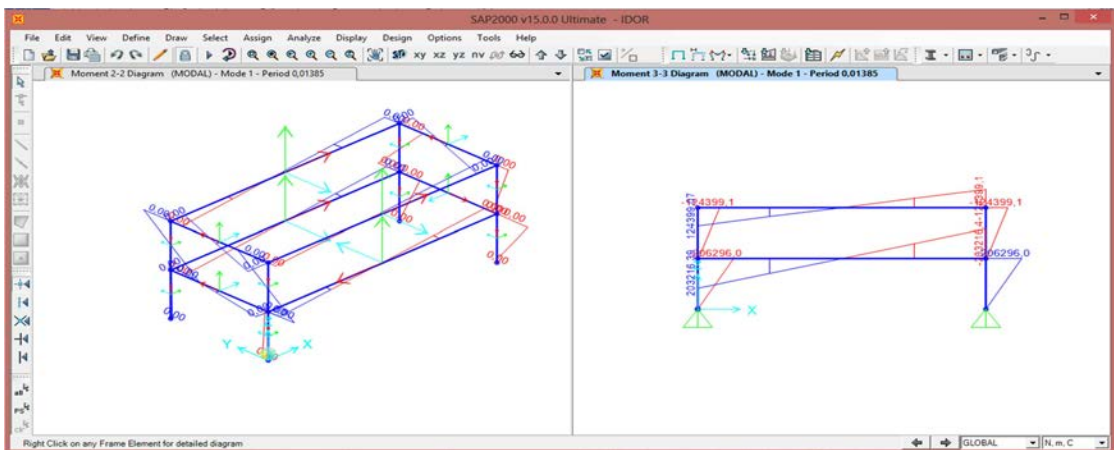


FIGURA N° 2.54. Diagrama de momento en el bastidor realizado en SAP 2000v15

FUENTE: Autor

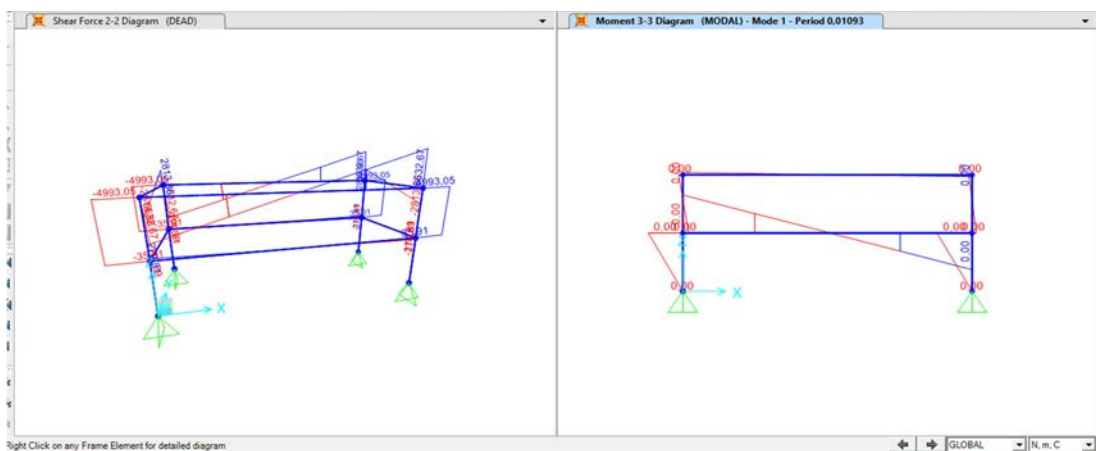


FIGURA N° 2.55. Diagrama de fuerza de cizallamiento de la bancada

FUENTE: Autor

2.9.5.-Cálculo de uniones soldadas

Las soldaduras como procedimiento de construcción de estructuras y piezas de una máquina tienen especial importancia dado que permite obtener elementos livianos resistentes, económicos y seguros, para ello es posible si los diseños y construcciones son realizados con los procedimientos propios de la soldadura y se aplican criterios de ingeniería, ver Figura N° 2.56

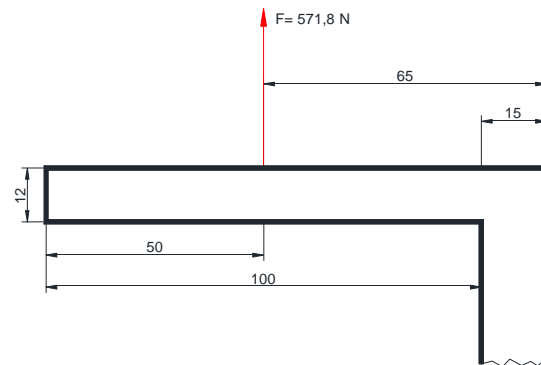


FIGURA N° 2.56. Geometría de la Junta de Soldadura del porta pistones

FUENTE: Autor

Se determina las reacciones en la junta, se utiliza MDSolid 3,5 para comprobar las reacciones de la junta soldada. Ver Figura N° 2.57.

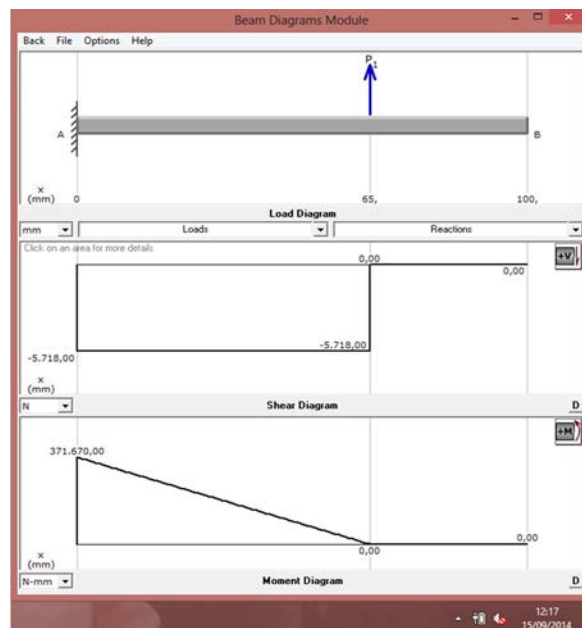


FIGURA N° 2.57. Esfuerzo cortante y momento del porta pistones

FUENTE: Autor

La soldadura está sometida a Flexión y se diseña una junta tipo medio bisel como se muestra en la Figura N° 2.58,

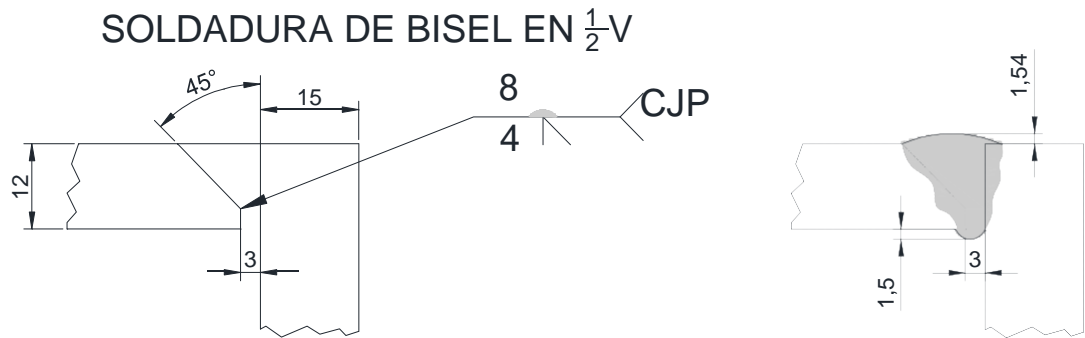


FIGURA N° 2.58. Geometría de la Junta de Soldadura del porta pistones

FUENTE: Autor

Se calcula la torsión de la junta con las ecuaciones Ver Anexo N°18:

$$A = 0,707h^3 \quad [\text{Ec. 2.9.5}]$$

Donde:

A = Área de la garganta

h = Garganta de la soldadura

d = Longitud del cordón

$$A = 0,707 * 12 * 100$$

$$A = 848,40 \text{ mm}^2 = 0,00085 \text{ m}^2$$

Se calcula el esfuerzo cortante primario, como está a flexión

$$\sigma = \pm \frac{M}{I}$$

$$\sigma = \frac{5718 \text{ mm} * 6 \text{ mm}}{0,707 * 12 * 100^2 * 12}$$

$$\sigma = \frac{20}{2}$$

$$\sigma = d, dP^\circ \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible según AISC para metal soldante

$$S_{sy} = 0,60 S_y$$

$$S_{sy} = 0,60 * 248,54 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$S_{sy} = 0,14 \text{ MPa}$$

Se encuentra el factor de seguridad

$$n = S_y / \pm$$

$$n = 2,077$$

Por la tanto se cumple que la soldadura soporta el esfuerzo a flexion.

CAPÍTULO III

COSTOS DE FABRICACIÓN DE LA ENDEREZADORA

3.1.- INTRODUCCIÓN

En éste capítulo se detallan los costos de la máquina enderezadora, tomando como referencia precios del mercado local, los mismos que se plantean de la siguiente manera:

- Costo de diseño
- Costo de materiales
- Costo de mano de obra
- Imprevistos

3.1.1.- Costo de diseño

Es el valor presupuestado en la ejecución teórica-técnica del proyecto, la elaboración de planos y actividades administrativas, éste valor está calculado en horas empleadas por las personas involucradas en el diseño. Generalmente el costo de diseño es el 20% del valor total del proyecto.

3.1.2.- Costos de materiales

El costo directo por materiales corresponden a los valores para adquirir o producir todos los materiales para la correcta ejecución de los elementos necesarios que cumpla con las normas de calidad y especificaciones requeridas. Ver Tabla N° 3.1 y Ver Tabla N° 3.2.

3.1.3.-Costo del sistema eléctrico y neumático

Corresponde al costo de los materiales y equipos, diseño y programación del sistema eléctrico. Los precios están referenciados a cotizaciones de empresas que prestan este servicio. Ver Tabla N° 3.3. y Ver Tabla N° 3.4

3.1.4.- Costo de mano de obra

Este rubro involucra la mano de obra utilizada en la fabricación de las piezas requeridas y su montaje en cada subsistema, son las horas de taller empleadas, los valores están referenciados por cotizaciones solicitadas en talleres que ofertan el servicio de mecanizado y valores consultados en la empresa que labora el autor de la presente tesis. Ver Tabla N° 3.5 y Ver Tabla N° 3.6

3.1.5.-Imprevistos

Son los costos administrativos, transportación e imprevistos que se puedan dar en el transcurso del proyecto, el 10% del total cubre este rubro.

3.2.- Detalles de costos de materiales

A continuación se presenta los cuadros respectivos de los materiales, insumos y mano de obra empleados en la máquina enderezadora de láminas de acero inoxidable.

3.2.1.-Costo de materiales del bastidor

Tabla N° 3.1. Materiales del bastidor

LISTA DE MATERIALES BASTIDOR						
ITEM	ELEMENTO A FABRICAR	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD	PRECIO	PRECIO
1	Estructura	2	Tubo cuadrado de 4"x2mm	UNIDAD	\$ 52,92	\$ 105,84
2	Angulos de sujeción	1	Angulo de 2"x2mm	UNIDAD	\$ 12,35	\$ 12,35
3	Dado apoya motor	2	Barra cuadrada A36 2" X 200mm	PIEZA	\$ 3,85	\$ 7,70
4	Placa porta motor	1	Plancha A36 de 395x505x6 mm	PIEZA	\$ 9,35	\$ 9,35
5	Placa niveladora	1	Plancha A36 de 395x505x6 mm	PIEZA	\$ 9,35	\$ 9,35
6	Escuadra de sujeción	4	Barra cuadrada A36 65x65x105	PIEZA	\$ 4,35	\$ 17,40
7	Placas anclaje	4	Plancha A36 de 185x185x10mm	PIEZA	\$ 8,45	\$ 33,80
SUMINISTROS E INSUMOS						
8		1	Varilla roscada 1/2" x 1,0m	UNIDAD	\$ 4,50	\$ 4,50
9			Pernos 5/16" x 1 1/2" SAE GRADO 8	UNIDAD	\$ 0,25	\$ -
10			Perno 1/2" x 1 1/2" SAE GRADO 8	UNIDAD	\$ 0,50	\$ -
11		4	Pernos 1/4" x 2 1/2" SAE GRADO 8	UNIDAD	\$ 0,25	\$ 1,00
12		4	Perno 1/4" x 1 1/2"	UNIDAD	\$ 0,30	\$ 1,20
13		16	Tuercas 1/2"	UNIDAD	\$ 0,18	\$ 2,88
14		8	Tuercas 1/4"	UNIDAD	\$ 0,25	\$ 2,00
15		16	Tuercas de 1/2"	UNIDAD	\$ 0,15	\$ 2,40
16		4	Tuercas de 1/4"	UNIDAD	\$ 0,55	\$ 2,20
17		16	Arandelas 1/2"	UNIDAD	\$ 0,08	
18		8	Arandelas 1/4"	UNIDAD	\$ 0,08	
19		1	Discos de corte	UNIDAD	\$ 4,25	\$ 4,25
20		1	Discos de desbaste	UNIDAD	\$ 2,85	\$ 2,85
21		2	Electrodos 7018 1/8"	Kg.	\$ 3,30	\$ 6,60
PINTURA						
22		0,5	Pintura esmalte sintético negro	GALON	\$ 23,75	\$ 11,88
23		1	Thinner laca	GALON	\$ 6,60	\$ 3,30
24		0,5	Fondo uniprimer	GALON	\$ 23,75	\$ 11,88
SUBTOTAL MATERIALES						\$ 252,72

Fuente: Autor

3.2.2 Costo de materiales de la caja porta rodillos

Tabla N° 3.2. Materiales caja porta rodillos

LISTA DE MATERIALES CAJA PORTARODILLOS						
ITEM	ELEMENTO A FABRICAR	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD	PRECIO	PRECIO
1	Placas laterales	2	Plancha A36 360x1110x25,4	PIEZA	\$ 98,35	\$ 196,70
2	Eje enderezador	5	AISI 4340 ϕ 1 1/2" x 1635	PIEZA	\$ 21,86	\$ 109,30
3	Tubo enderezador	5	ASTM A53 ϕ 6" x 1350 CED. 80	PIEZA	\$ 74,63	\$ 373,15
4	Manzana (Bocin Sujeción)	1	AISI 1018 ϕ 160x600	PIEZA	\$ 94,50	\$ 94,50
5	Eje de presion	5	AISI 4340 ϕ 1" x 1415	PIEZA	\$ 17,96	\$ 89,80
6	Eje de arrastre	1	AISI 1018 ϕ 1" x 1465	PIEZA	\$ 6,19	\$ 6,19
7	Eje fijo guía	6	AISI 1018 ϕ 1" x 1495	PIEZA	\$ 6,55	\$ 39,30
8	Tubo de arrastre	1	ASTM A56 ϕ 3" x 1325 CED. 40	PIEZA	\$ 19,49	\$ 19,49
9	Placas pistones	10	Plancha A36 de 130x85x15 mm	PIEZA	\$ 1,43	\$ 14,30
10	Placas soporte pistones	10	Plancha A36 de 155x85x15 mm	PIEZA	\$ 1,71	\$ 17,10
11	Bocin eje de presión	10	AISI 1018 ϕ 2" x 30mm	PIEZA	\$ 1,32	\$ 13,20
12	Tuerca de apriete	10	AISI 1018 ϕ 2" x 15mm	PIEZA	\$ 0,60	\$ 6,00
13	Buje de apriete	2	AISI 1018 ϕ 2" x 10mm	PIEZA	\$ 0,50	\$ 1,00
14	Buje guía	4	AISI 1018 ϕ 2" x 30mm	PIEZA	\$ 1,32	\$ 5,28
15	Bocin catarina	1	AISI 1018 ϕ 2" x 60 mm	PIEZA	\$ 1,05	\$ 1,05
16	Papa de transmisión	1	Lamina 0,75x1380x1020	PIEZA	\$ 22,15	\$ 22,15
SUBTOTAL						\$ 1.008,51

SUMINISTROS E INSUMOS						
17		40	Esparrago 1/4" X1" SAE GRADO 8	UNIDAD	\$ 0,15	\$ 6,00
18		4	Perno allen 1/4"x1/2" SAE GRADO 8	UNIDAD	\$ 0,15	\$ 0,60
19		20	Perno allen 1/4"x2" SAE GRADO 8	UNIDAD	\$ 0,25	\$ 5,00
20		40	Pernos allen 1/4"x1 1/2"	UNIDAD	\$ 0,17	\$ 6,80
21		8	Pernos allen 1/2"x5"	UNIDAD	\$ 1,75	\$ 14,00
22		48	Pernos hexagonales ϕ 1/2"X3" SAE GRADO 8	UNIDAD	\$ 0,32	\$ 15,36
23		8	Pernos hexagonales ϕ 3/8"X3" SAE GRADO 8	UNIDAD	\$ 0,15	\$ 1,20
24		4	Pernos hexagonales ϕ 1/4"x1 1/4" SAE GRADO 8	UNIDAD	\$ 0,15	\$ 0,60
25		4	Pernos mariposa 1/4" X1/2"	UNIDAD	\$ 0,85	\$ 3,40
26		2	Chumacera de pared D=25	UNIDAD	\$ 15,12	\$ 30,24
27		10	Chumacera de pared D=32	UNIDAD	\$ 18,13	\$ 181,30
28		10	Rotulas de pistones	UNIDAD	\$ 23,05	\$ 230,50
29		2	Rodamiento NTR-0204	UNIDAD	\$ 0,75	\$ 1,50
30		20	Prisionero 1/4"X3/4"	UNIDAD	\$ 0,15	\$ 3,00
31		10	Chaveta de 3/8"x3"	UNIDAD	\$ 1,25	\$ 12,50
32		2	Seguros segger ϕ 1"	UNIDAD	\$ 0,20	\$ 0,40
33		10	Seguros segger ϕ 1 1/2"	UNIDAD	\$ 0,25	\$ 2,50
34		1	Catarina menor Z=17 dientes paso 1"	UNIDAD	\$ 18,00	\$ 18,00
35		1	Catarina mayor Z= 49 dientes paso 1"	UNIDAD	\$ 73,28	\$ 73,28
36		1	Cadena de transmisión paso 1" x2m	UNIDAD	\$ 23,50	\$ 23,50
37		48	Tuercas 1/2"	UNIDAD	\$ 0,18	\$ 8,64
38		8	Tuercas 3/8"	UNIDAD	\$ 0,18	\$ 1,44
39		48	Arandelas 1/2"	UNIDAD	\$ 0,08	\$ 3,84
40		16	Arandelas 3/8"	UNIDAD	\$ 0,08	\$ 1,28
41		16	Arandelas 1/4"	UNIDAD	\$ 0,08	\$ 1,28
42		1	Discos de corte	UNIDAD	\$ 4,25	\$ 4,25
43		2	Discos de desbaste	UNIDAD	\$ 2,85	\$ 5,70
44		0,5	Electrodos 7018 1/8"	Kg.	\$ 3,30	\$ 1,65
PINTURA						
45		0,5	Pintura esmalte sintético negro	GALON	\$ 23,75	\$ 11,88
46		1	Thinner laca	GALON	\$ 6,60	\$ 3,30
47		0,5	Fondo uniprimer	GALON	\$ 23,75	\$ 11,88
SUBTOTAL						\$ 684,81
SUBTOTAL						\$ 1.693,32

Fuente: Autor

3.2.3.-Costo de materiales control de encendido

Tabla N° 3.3. Materiales control de encendido

LISTA DE MATERIALES CONTROL DE ENCENDIDO						
ITEM	DENOMINACION	CANTIDAD	MATERIAL	UNIDAD	PRECIO	PRECIO
1	Cable para conexión	1	Cable sucre de 3 x 12 flexible	m	\$ 15,00	\$ 15,00
		1	Enchufe pata de gallo tres patas	UNIDAD	\$ 2,00	\$ 2,00
	Automatización	1	Varios materiales(Proforma)	UNIDAD	\$ 893,85	\$ 893,85
		1	Varios insumos	UNIDAD	\$ 25,00	\$ 25,00
					TOTAL	935,85

Fuente: Autor

3.2.4.-Costo de materiales del sistema neumático.

Tabla N° 3.4. Materiales del sistema neumático

LISTA DE MATERIALES SISTEMA NEUMÁTICO						
ITEM	EQUIPOS	CANTIDAD	DESCRIPCION	UNIDAD	PRECIO	PRECIO
1	Pisipone bidireccionales	5	Tubo cuadrado de 4"x2mm	UNIDAD	\$ 101,50	\$ 507,50
2	Valvulas de regulación	5	Valvulas distribuidoras	UNIDAD	\$ 22,15	\$ 110,75
3	Valvula de control entrada	1	Regulación de presión	UNIDAD	\$ 12,50	\$ 12,50
4	Filtro de Aire	1	Control de aire	UNIDAD	\$ 28,55	\$ 28,55
5	Acoples de mangueras	40		UNIDAD	\$ 1,25	\$ 50,00
6	Manguera de 1/4"	15		m	\$ 2,00	\$ 30,00
7	Acoples de compresor	1		UNIDAD	\$ 5,34	\$ 5,34
					TOTAL	\$ 744,64

Fuente: Autor

3.3.- Detalle de costos de mano de obra

3.3.1 Costo de mano de obra del bastidor

Tabla N° 3.5. Mano de obra del bastidor

MANO DE OBRA BASTIDOR					
ITEM	PROCESO	TIEMPO EN HORAS	OBREROS	USD/HORA	TOTAL
1	Fabricación de Estructura	14	2	\$ 12,00	\$ 168,00
2	Angulos de sujeción	2	1	\$ 8,00	\$ 16,00
3	Dado apoya motor	2	1	\$ 12,00	\$ 24,00
4	Placa porta motor	1,5	1	\$ 8,00	\$ 12,00
5	Placa niveladora	1,5	1	\$ 8,00	\$ 12,00
6	Escuadra de sujeción	2	1	\$ 12,00	\$ 24,00
7	Placas anclaje	0,5	1	\$ 8,00	\$ 4,00
8	Pintura	3	1	\$ 5,00	\$ 15,00
				TOTAL	\$ 260,00

Fuente: Autor

3.3.2.- Costo de mano de obra de la caja porta rodillos

Tabla N° 3.6. Mano de obra caja porta rodillos

MANO DE OBRA BASTIDOR					
ITEM	PROCESO	TIEMPO EN	OBREROS	USD/HORA	TOTAL
1	Maquinado de placas laterales	16	2	\$ 12,00	\$ 192,00
2	Eje enderezador	0,5	1	\$ 12,00	\$ 6,00
3	Tubo enderezador	0,5	1	\$ 12,00	\$ 6,00
4	Manzana(Bocin Sujeción)	6	1	\$ 12,00	\$ 72,00
5	Eje de presion	1	1	\$ 12,00	\$ 12,00
6	Eje de arrastre	1,5	1	\$ 12,00	\$ 18,00
7	Eje fijo guía	0,3	1	\$ 12,00	\$ 3,60
8	Tubo de arrastre	0,3	1	\$ 12,00	\$ 3,60
9	Placas pistones	4	2	\$ 12,00	\$ 48,00
10	Bocin eje de presión	0,5	1	\$ 12,00	\$ 6,00
11	Tuerca de apriete	0,5	1	\$ 12,00	\$ 6,00
12	Buje de apriete	0,2	1	\$ 12,00	\$ 2,40
13	Buje guía	1	1	\$ 12,00	\$ 12,00
14	Bocin catarina	0,2	1	\$ 12,00	\$ 2,40
15	Papa de transmisión	2	2	\$ 8,00	\$ 16,00
16	Pintura	3	1	\$ 8,00	\$ 24,00
				TOTAL	\$ 430,00

Fuente: Autor

3.4.- COSTO TOTAL DE MÁQUINA ENDEREZADORA

Con los datos obtenidos, el costo total de la máquina enderezadora se muestra en la Tabla N° 3.7.

Tabla 3.7.- Costo total máquina cortadora rebobinadora

COSTOS DIRECTOS	
COSTO DE MATERIALES	\$ 2.690,68
COSTO DE MANO DE OBRA	\$ 316,00
COSTO DE SISTEMA ELÉCTRICO	\$ 935,85
TOTAL COSTOS DIRECTOS	\$ 3.942,53

COSTOS INDIRECTOS	
COSTO DE IMPREVISTOS	394,253
COSTO DE DISEÑO	788,506
TOTAL COSTOS INDIRECTOS	\$ 1.182,76
COSTO TOTAL:	\$ 5.125,29

Fuente: Autor

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Al finalizar el presente proyecto de tesis de la máquina enderezadora cumple con el objetivo planteado, bajo los parámetros funcionales y requerimientos operacionales solicitados por el cliente Prometal.
- Los programas informáticos de diseño Solid Works y MdSolid3.5 empleados en el presente proyecto brindan gran ayuda en la ejecución de los cálculos y elaboración de planos.
- La Fuerza de arranque que se determina para la potencia del motor varía proporcionalmente al radio de la bobina, sin embargo la tensión que se utiliza para el cálculo es la Fuerza pico al arrancar el sistema ya que ésta es la que provoca la tensión máxima en los rodillos y que le exige al motor hasta llegar a la tensión nominal.
- En el diseño de la bancada se puede observar que el procedimiento para calcular el perfil de la bancada, corresponde y concuerda en gran medida con la simulación realizada en SAP 2000 Vv15, existiendo un margen de 1%.

RECOMENDACIONES

- Antes de iniciar con una nueva bobina, asegurarse que la superficie de los rollos esté completamente limpia para evitar tener bobinas con daños superficiales que afectan la calidad del producto terminado.
- Al montar la bobina de acero inoxidable, asegurarse de que esté alineada para evitar bobinas defectuosas o daños en las mismas.
- Es importante verificar el espesor de la bobina antes de iniciar el trabajo de la enderezadora, para espesores mayores a los del proyecto podrían provocar daños en las láminas de acero inoxidable o peor aún no realizar ningún tipo de enderezamiento.
- Tomar en consideración la línea de aire existente en la empresa para mover la máquina a diferentes posiciones en caso de ser necesario.

BIBLIOGRAFÍA

- SHIGLEY J. E.; “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”; Mc. Graw Hill; Cuarta Edición; México; 1989.
- NORTON, Robert; “*Diseño de Máquinas*”; Segunda edición; Barcelona; España; 1950.
- ROBERT L. Mott; “*Diseño de Máquinas*”; Ed. Pearson; Cuarta Edición; México, 2007.
- CENDI, “*Manual de capacitación del acero inoxidable*”, San Luis de Potosí, 2006.
- Perfiles tubulares, Fischer Mexican, Rollos de acero inoxidable, ThyssenKrupp Mexinox, 2006
- Altan, Taylan. “*Metalfoming’s New Shape.*”, American Machinist, Diciembre, 1981.
- DALLAS, Daniel B., “Metricating the Pressworking Equations”, Manufacturing Engineering, February, 1976.
- THOMSON, Jhon, “*NEUMATICA*”, Segunda edición, Ed. Paraninfo, España, 2003.
- VÁSQUEZ, Víctor, “Diseño de una transmisión de potencia entre bomba y motor para bombeo de lodo”, Piura, Marzo, 2009
- GONZÁLEZ, Gonzalo, “*Fundamentos del cálculo de transmisiones mecánicas industriales*”, Cuba, 2010.
- McCORMAC, “*Diseño de estructuras metálicas de acero y aluminio.*”, Segunda Edición, Alfa&Omega, Mexico, 2006.
- FAG, “*Catalogo de Selección de rodamientos*”, Schweinfurt, Alemania, 2006.
- AISC, “*Manual of Steel construction*”, Séptima. Edición., New York 1973.
- FESTO; Catálogo de neumática de FESTO A.G. & C.O. Cilindros normalizados.

DIRECCIONES ELECTRÓNICAS

<http://www.iminox.org.mx/pdf/manual1.pdf>

<http://www.acermet.cl/aceros-inoxidables-bobinas-y-planchas.htm>

<http://www.arku.de/es/por-que-enderezar/problemas-durante-el-mecanizado/de-rollos-de-chapa.html>

http://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_de_transmisión

http://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_es/PDF/ES/ADVUL_ES.PDF

http://es.wikipedia.org/wiki/Revolución_por_minuto

ANEXOS

ACERO INOXIDABLE 304 (UNS S30400)

1. Descripción: este es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidables de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas. La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases. Tiene excelente resistencia a la corrosión en servicio intermitente hasta 870 °C y en servicio continuo hasta 925°C. No se recomienda para uso continuo entre 425 - 860°C pero se desempeña muy bien por debajo y por encima de ese rango.

2. Normas involucradas: ASTM A 276

3. Propiedades mecánicas: Resistencia a la fluencia 310 MPa (45 KSI)
Resistencia máxima 620 MPa (90 KSI)
Elongación 30 % (en 50mm)
Reducción de área 40 %
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.8 g/cm³ (0.26 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.05 % C mín
2.00 % Mn
1.00 % Si
16.0 – 20.0 % Cr
8.0 – 10.5 % Ni
0.045 % P
0.03 % S

6. Usos: sus usos son muy variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuego.

7. Tratamientos térmicos: este acero inoxidable no puede ser endurecido por tratamiento térmico. Para el recocido, caliente entre 1010 y 1120°C y enfríe rápidamente

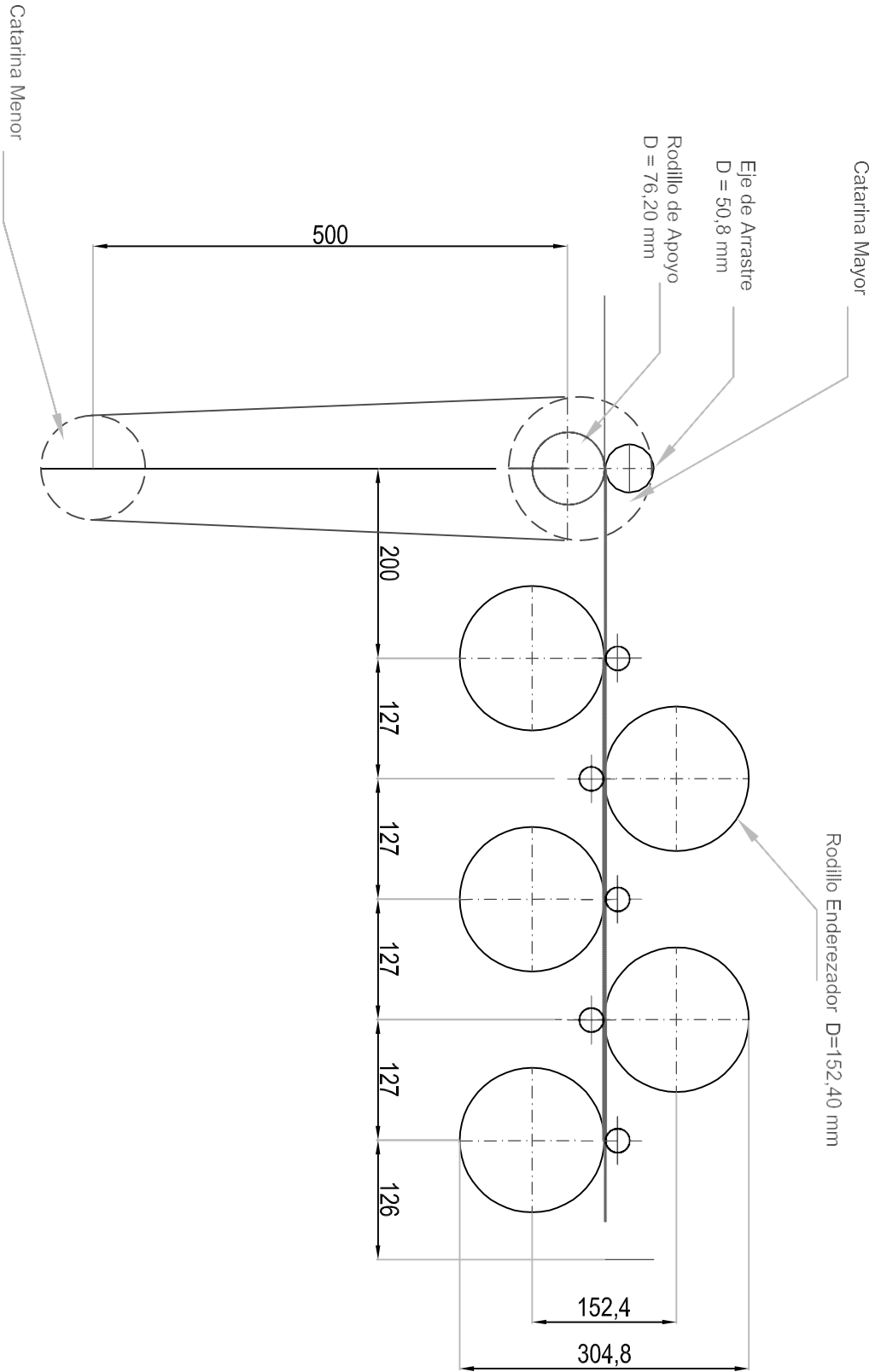
NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO INOXIDABLE- AISI 304

Anexo 1. Propiedades mecánicas y físicas del acero inoxidable AISI 304

FUENTE: Tomado de: [http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI
%20304.pdf](http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20304.pdf)



FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		DISEÑO: FERNANDO DUCHE TIBAN		10-07-2014
TEMA: ANEXO 2. SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA Y MOVIMIENTO DE CATARINAS		DIBUJO: FERNANDO DUCHE TIBAN		15-08-2014
ESCALA: 1:20		REVISO: ING. MILTON JAMI		15-11-2014
		CODIGO: N/A		Tol. Gen.: N/A

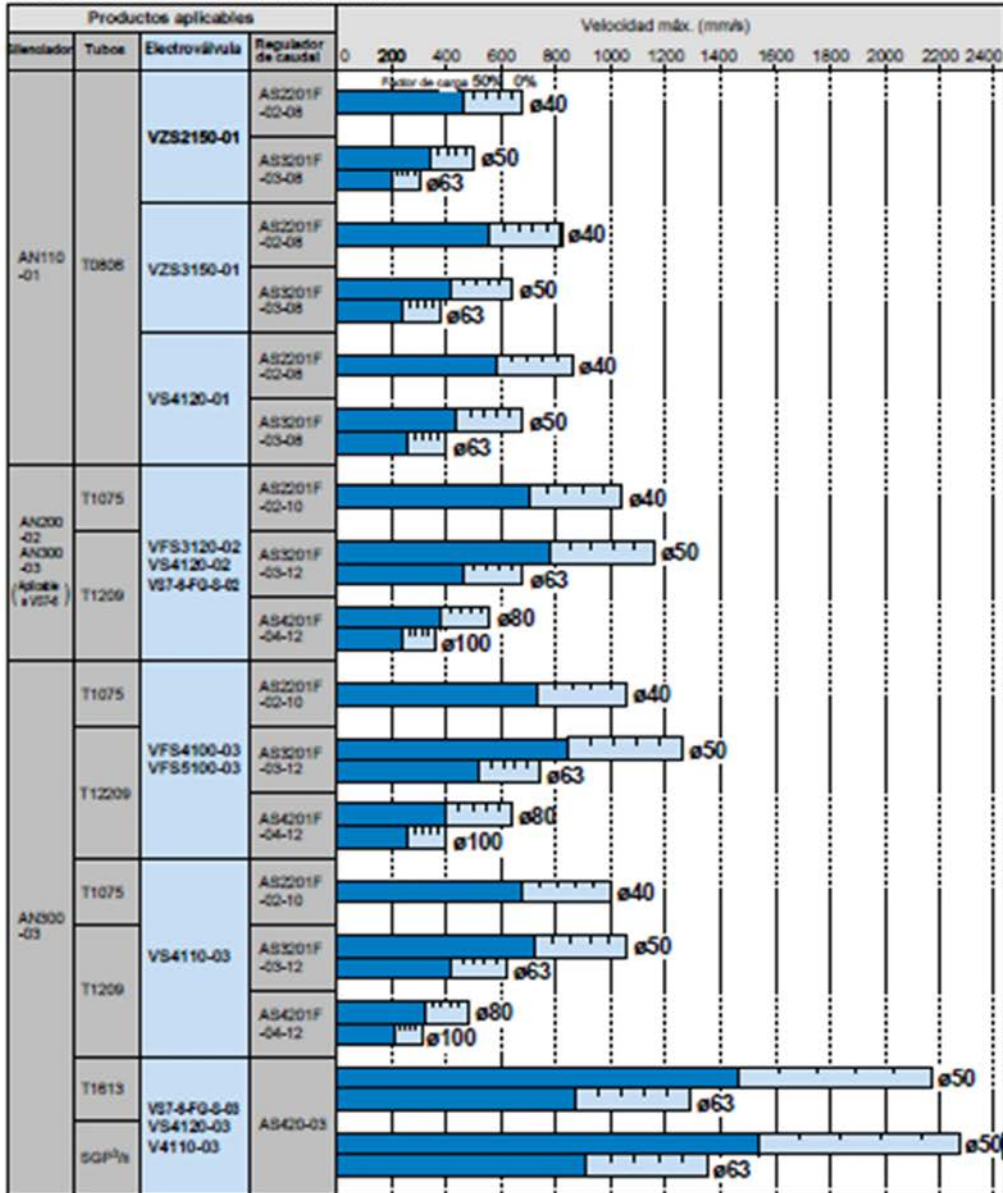


Cilindro neumático

Serie CA1

Gráfico de selección/Velocidad máxima del cilindro
: ø40, ø50, ø63, ø80, ø100

Electroválvula con sellado metálico



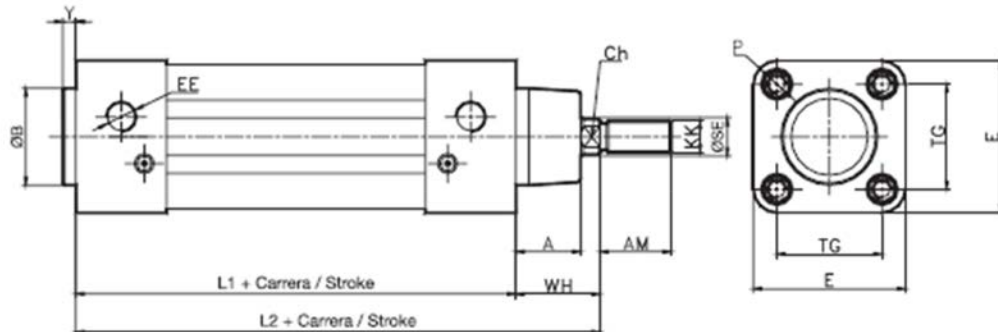
Anexo 3. Catálogo de Selección de Cilindros Neumáticos FESTO

Fuente : Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

Cilindros de perfil / Profiled cylinders

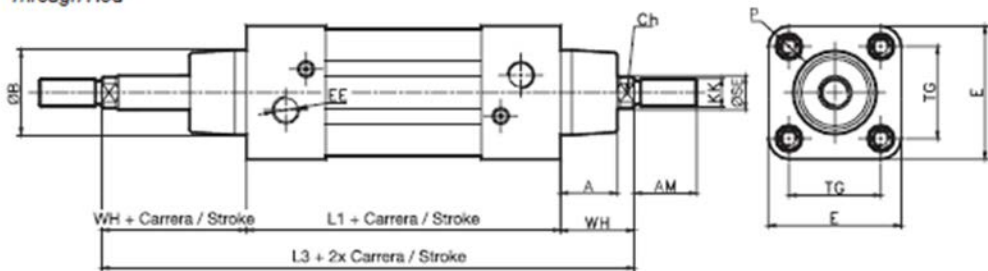
► ISO 15552 (ISO 6431) • VDMA 24562

Doble Efecto Double Acting



Ø	A	AM	B	E	EE	Y	KK	L1	L2	P	SE	TG	WH	Ch
($\frac{1}{4}$)		($\frac{1}{4}$)	e11			($\frac{1}{4}$)				Ø				
32	20	22	30	47	G1/8"	4	M10x1.25	94 ± 0.4	120	M6	12	32.5	26	10
40	22	24	35	53	G1/4"	4	M12x1.25	105 ± 0.7	135	M6	16	38	30	13
50	28	32	40	65	G1/4"	4	M16x1.5	106 ± 0.7	143	M8	20	46.5	37	16
63	28	32	45	75	G3/8"	4	M16x1.5	121 ± 0.8	158	M8	20	56.5	37	16
80	34	40	45	95	G3/8"	4	M20x1.5	128 ± 0.8	174	M10	25	72	46	21
100	38	40	55	115	G1/2"	4	M20x1.5	138 ± 1	189	M10	25	89	51	21

Vástago Pasante Through Rod



Ø	A	AM	B	E	EE	KK	L1	L2	L3	P	SE	TG	WH	Ch
($\frac{1}{4}$)		($\frac{1}{4}$)	e11							Ø				
32	20	22	30	47	G1/8"	M10x1.25	94 ± 0.4	120	146 ± 0.4	M6	12	32.5	26	10
40	22	24	35	53	G1/4"	M12x1.25	105 ± 0.7	135	165 ± 0.7	M6	16	38	30	13
50	28	32	40	65	G1/4"	M16x1.5	106 ± 0.7	143	180 ± 0.7	M8	20	46.5	37	16
63	28	32	45	75	G3/8"	M16x1.5	121 ± 0.8	158	195 ± 0.8	M8	20	56.5	37	16
80	34	40	45	95	G3/8"	M20x1.5	128 ± 0.8	174	220 ± 0.8	M10	25	72	46	21
100	38	40	55	115	G1/2"	M20x1.5	138 ± 1	189	240 ± 1	M10	25	89	51	21

Anexo 4. Hoja de Datos Técnicos del Cilindro Neumático FESTO


Fuente: Tomado de: http://www.festo.com/cat/es-mx_mx/products_DSBG

P1A

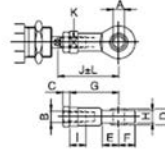
Accesorios de montaje


Accesorios de montaje para cilindros

Tipo	Descripción	Cilindro Ø mm	Peso kg	Ref. de pedido.
Oreja de rótula 	Según ISO 8139 Destinado a la fijación oscilante del cilindro. Soporte regulable en le sentido del eje. Material: Oreja de rótula: acero zincado Cojinete articulado según DIN 648K: acero templado	10	0,017	P1A-4CRS P1A-4DRS P1A-4HRS P1A-4JRS
		12-16	0,025	
		20	0,045	
		25	0,085	

Oreja de rótula Inoxidable 	Según ISO 8139 Destinado a la fijación oscilante del cilindro. Soporte regulable en le sentido del eje. Material: Oreja de rótula: acero inoxidable, DIN X 5 CrNi 18 10 Cojinete articulado según DIN 648K: acero templado, DIN X 5 CrNi 18 10	10	0,017	P1S-4CRT P1S-4DRT P1S-4HRT P1S-4JRT
		12-16	0,025	
		20	0,045	
		25	0,085	

Diám. cil. Ø mm	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
10	5	M4	2,2	8	10	9	27	6	8	33	9	2
12-16	6	M6	3,2	9	10	10	30	6,8	9	38,5	11	1,5
20	8	M8	4	12	12	12	36	9	12	46	14	2
25	10	M10x1,25	5	14	14	14	43	10,5	15	52,5	17	2,5



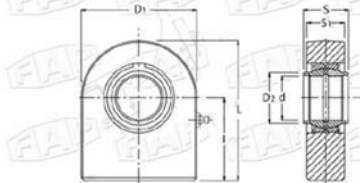
Contratuera Inoxidable 	Destinada para fijar accesorios al vástago. Con el cilindro se suministra una tuerca (los modelos U se suministran con dos tuercas). Material: Acero inoxidable, DIN X 5 CrNi 18 10	10	0,001	9127385121 9127385122 9127385123 9126725404
		12-16	0,002	
		20	0,005	
		25	0,007	

ACCESORIOS de MONTAJE

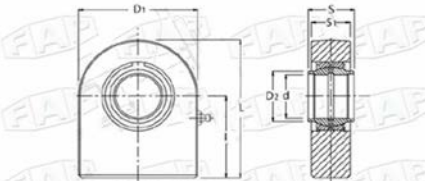
OREJAS CON ROTULA

CON POLERA PARA SOLDAR SEGUN DIN 648

Artículo	d	s	D2	mm.	I	D1	S1	L
TS 20 CE-N	20	20	25	38	50	19	63	
TS 25 CE-N	25	25	30,5	45	55	23	72,5	
TS 32 CE-N	32	32	38	55	70	27	106	
TS 40 CE-N	40	40	46	69	100	35	119	
TS 50 CE-N	50	50	57	88	123	40	149,5	
TS 63 CE-N	63	63	71,5	107	145	50	179	
TS 70 CE-N	70	70	79	115	164	55	197	
TS 80 CE-N	80	80	91	141	180	60	231	
TS 90 CE-N	90	90	99	150	225	65	263	
TS 100 CE-N	100	100	113	170	250	70	295	



PARA SOLDAR SEGUN DIN 648



Artículo	d	s	D2	mm.	I	D1	S1	L
TS 15N	15	12	18,4	31	45	16	53,5	
TS 16N	16	14	20,7	35	48	17,5	59	
TS 17N	17	14	20,7	35	48	17,5	59	
TS 20N	20	16	24,1	38	50	19	63	
TS 25N	25	20	29,3	45	55	23	72,5	
TS 30N	30	22	34,2	51	65	28	83,5	
TS 35N	35	25	39,7	61	83	30	102,5	
TS 40N	40	28	45	69	100	35	119	
TS 45N	45	32	50,7	77	110	40	132	
TS 50N	50	35	56	88	123	40	149,5	
TS 60N	60	44	66,8	100	140	50	170	
TS 70N	70	49	77,8	115	164	55	197	
TS 80N	80	55	89,4	141	180	60	231	
TS 90N	90	60	98,1	150	225	65	263	
TS 100N	100	70	109,5	170	250	70	295	

Anexo 5. Accesorios de Montaje para cilindros

Fuente: Tomado de: http://www.faphidraulica.com.ar/new/AccesoriosDeMontaje.htm_DSBG

Potencia Proyectada = Potencia Nominal x Factor de Servicio.

TABLA 2. Factores de servicio según tipo de motor y según tipo de carga.

TIPO DE MOTOR

TIPO DE CARGA	<i>Motor de Combustión interna con acople Hidráulico</i>	<i>Motor eléctrico o turbina</i>	<i>Motor de combustión interna con embrague mecánico</i>
Suave	1.0	1.0	1.2
Choque Moderado	1.2	1.3	1.4
Choque fuerte	1.4	1.5	1.7

Anexo 6. Tabla de factores de servicio según tipo de motor y tipo de carga

FUENTE: MORSE, Industrial; Emerson Transmission Corp, 1988, New York, p.69a

W22 - IE2 High Efficiency - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado I _B /I _N	Par con rotor trabado T _B /T _N	Par máximo T _B /T _N	Momento de inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	220 V								Corriente nominal I _N (A)
								Caliente	Frio			RPM	% de la potencia nominal							
													Rendimiento			Factor de potencia				
KW	HP												50	75	100	50	75	100		
N Poles																				
0,12	0,16	63	0,068	4,6	2,5	3,1	0,0004	37	81	6,2	48	1715	50,0	57,0	61,0	0,44	0,55	0,64	0,807	
0,18	0,25	63	0,103	4,7	2,4	2,9	0,0006	30	66	7,2	48	1705	57,0	64,0	67,0	0,47	0,59	0,68	1,04	
0,25	0,33	63	0,143	5,0	2,6	3	0,0007	25	55	8,2	48	1705	62,0	68,0	70,0	0,47	0,60	0,69	1,36	
0,37	0,5	71	0,215	4,6	2,4	2,5	0,0007	35	77	8,0	47	1680	68,0	71,0	72,0	0,50	0,63	0,72	1,87	
0,55	0,75	71	0,319	5,1	2,9	2,9	0,0008	31	68	11,5	47	1680	71,0	74,5	75,0	0,50	0,63	0,72	2,67	
0,75	1	80	0,423	7,3	3	3,2	0,0029	16	35	13,5	48	1725	79,0	82,0	82,6	0,61	0,72	0,80	2,98	
1,1	1,5	90S	0,612	7,5	2,2	3	0,0049	16	35	18,5	51	1750	81,0	83,5	84,0	0,57	0,70	0,78	4,40	
1,5	2	90S	0,835	7,1	2,2	3	0,0049	11	24	18,5	51	1750	81,0	83,5	84,2	0,57	0,70	0,78	6,00	
2,2	3	100L	1,22	7,4	2,8	3,1	0,0077	11	24	25,0	51	1750	86,0	86,5	87,5	0,61	0,74	0,81	8,12	
3	4	100L	1,70	6,7	2,8	3	0,0096	16	35	33,0	54	1720	86,4	87,2	87,5	0,61	0,74	0,81	11,1	
3,7	5	100L	2,08	8,0	3	3,6	0,0104	11	24	34,0	54	1735	85,0	87,0	88,0	0,59	0,72	0,80	13,8	
4,5	6	112M	2,52	6,2	2,1	2,8	0,0155	19	42	42,0	56	1740	88,0	88,5	88,5	0,62	0,74	0,81	16,5	
5,5	7,5	112M	3,08	6,3	2,1	2,7	0,0180	15	33	44,0	56	1740	88,4	89,1	90,0	0,59	0,72	0,79	20,4	
7,5	10	132S	4,15	7,9	2	3,2	0,0489	12	26	68,0	58	1760	90,0	90,8	91,0	0,66	0,78	0,84	25,8	
9,2	12,5	132M	5,09	8,0	2	3,1	0,0601	9	20	75,0	58	1760	90,0	90,8	91,0	0,67	0,79	0,84	31,6	
11	15	132M/L	6,09	8,2	2,1	3,2	0,0638	8	18	80,0	58	1760	90,5	91,2	91,7	0,67	0,79	0,85	37,0	
15	20	160M	8,23	6,8	2,7	3	0,1188	11	24	120	64	1775	91,0	92,4	92,4	0,64	0,75	0,81	52,6	
18,5	25	160L	10,2	6,8	2,7	3	0,1397	10	22	135	64	1765	92,0	92,8	92,8	0,64	0,75	0,81	64,6	
22	30	180M	12,1	6,4	2,3	2,7	0,1657	19	42	168	64	1765	92,5	92,8	93,0	0,71	0,81	0,84	74,0	
30	40	200M	16,5	6,2	2	2,3	0,2406	18	40	195	66	1770	92,7	93,2	93,4	0,72	0,81	0,85	99,2	
37	50	200L	20,4	6,2	2,5	2,6	0,3074	14	31	227	66	1770	93,0	93,2	93,6	0,72	0,80	0,85	122	
45	60	225S/M	24,7	7,2	2,4	2,6	0,4931	12	26	367	67	1775	93,5	93,7	94,1	0,76	0,83	0,86	146	
55	75	225S/M	30,2	7,2	2,4	2,6	0,5670	12	26	386	67	1775	93,9	94,2	94,4	0,77	0,84	0,87	176	
75	100	250S/M	41,0	7,2	2,4	2,8	0,8740	12	26	470	68	1780	94,0	94,5	94,6	0,71	0,81	0,85	244	
90	125	280S/M	49,1	7,2	2,1	2,6	1,56	20	44	636	73	1785	94,0	94,8	94,9	0,73	0,82	0,85	292	
110	150	280S/M	60,0	7,3	2,1	2,6	1,87	18	40	684	73	1785	94,3	94,8	95,2	0,75	0,83	0,86	352	
132	180	315S/M	71,8	7,1	2,1	2,4	2,57	18	40	903	75	1790	94,0	95,0	95,3	0,74	0,82	0,85	428	
150	200	315S/M	81,6	7,0	2,2	2,3	2,89	20	44	947	75	1790	94,5	95,5	95,5	0,75	0,83	0,86	480	
185	250	315S/M	101	7,0	2,2	2,3	3,44	18	40	1018	75	1790	95,0	95,5	95,7	0,77	0,84	0,87	584	
200	270	355M/L	109	7,0	2,2	2,2	4,88	20	44	1291	78	1790	94,8	95,6	95,8	0,77	0,84	0,86	638	
220	300	355M/L	120	7,2	2,2	2,3	5,42	23	51	1350	78	1790	95,2	95,8	95,9	0,77	0,84	0,86	700	
260	350	355M/L	141	7,3	2	2,2	6,30	15	33	1431	78	1790	95,4	96,0	96,0	0,77	0,84	0,87	816	
300	400	355M/L	163	7,0	2,4	2,3	7,20	14	31	1527	78	1790	95,7	96,1	96,1	0,77	0,84	0,87	942	
330	450	355M/L	180	7,0	2,1	2,3	8,61	19	42	1662	78	1790	96,0	96,1	96,1	0,77	0,83	0,86	1050	
370	500	355M/L	201	7,6	2,6	2,6	10,2	12	26	1833	78	1790	96,0	96,1	96,1	0,75	0,82	0,85	1190	
400	550	355M/L	218	7,3	2,5	2,6	11,1	14	31	1916	78	1790	96,1	96,4	96,4	0,74	0,82	0,86	1270	
440	600	355M/L	239	7,1	2,2	2,5	11,6	16	35	1966	78	1790	96,2	96,4	96,5	0,74	0,82	0,86	1430	
480	650	355A/B	261	7,4	2,5	2,7	12,7	22	48	1993	81	1790	96,0	96,5	96,6	0,71	0,81	0,85	1530	
515	700	355A/B	280	7,4	2,6	2,7	13,4	26	57	2079	81	1790	96,2	96,5	96,6	0,71	0,81	0,85	1650	
550	750	355A/B	299	7,6	2,7	2,7	14,6	22	48	2246	81	1790	96,3	96,6	96,7	0,70	0,80	0,85	1760	
High-output design																				
2,2	3	100L	1,23	7,6	3,2	3,5	0,0082	19	42	30,0	54	1740	85,0	87,0	87,5	0,57	0,70	0,78	8,46	
45	60	200L	24,8	6,3	2,1	2,5	0,3316	12	26	237	66	1770	93,0	93,6	93,6	0,67	0,78	0,83	152	
75	100	225S/M	41,0	7,9	2,6	2,8	0,7101	8	18	424	67	1780	94,0	94,5	94,6	0,71	0,81	0,85	244	
132	180	280S/M	72,0	7,2	2	2,4	2,18	15	33	729	73	1785	94,5	95,0	95,3	0,76	0,84	0,86	422	
150	200	280S/M	81,8	7,7	2,3	2,6	2,49	15	33	776	73	1785	94,8	95,4	95,5	0,76	0,84	0,86	480	
200	270	315S/M	109	7,0	2,3	2,4	3,76	20	44	1062	75	1790	94,8	95,4	95,7	0,74	0,82	0,85	646	

Anexo 7. Catálogo de motores eléctricos y sus características marca Weg.

Fuente: Tomado de: WEG-w22-motor-trifásico-tecnico-mercado-latinoamericano-catalogo español, 2013

Motorreductores Motorreductores de ejes coaxiales

Motorreductores de hasta 200 kW

Datos para selección y pedidos (continuación)

Potencia P_{motor} kW	Velocidad de salida		Par de salida T_2 Nm	Factor de servicio f_s	Índice de reducción i_{tot}	Referencia	Código (n.º polos)	Peso ^{*)} kg
5,5 (50 Hz) 6,6 (60 Hz)	Z.48-LA132SB4							
	109	131	483	0,85	13,38 ★	2KJ1103 - ■HF13 - ■■K1		62
	119	143	442	0,90	12,25	2KJ1103 - ■HF13 - ■■J1		62
	133	160	395	0,99	10,93 ★	2KJ1103 - ■HF13 - ■■H1		62
	149	179	352	1,1	9,76	2KJ1103 - ■HF13 - ■■G1		62
	176	211	299	1,2	8,29	2KJ1103 - ■HF13 - ■■F1		62
	211	253	249	1,4	6,90 ★	2KJ1103 - ■HF13 - ■■E1		62
	214	257	245	1,1	6,79 ★	2KJ1103 - ■HF13 - ■■D1		62
	240	288	219	1,2	6,06	2KJ1103 - ■HF13 - ■■C1		62
	283	340	186	1,5	5,15	2KJ1103 - ■HF13 - ■■B1		62
	340	408	155	1,7	4,28 ★	2KJ1103 - ■HF13 - ■■A1		62
	E.148-LA132SB4							
	106	127	493	1,2	13,67 ★	2KJ1007 - ■HF13 - ■■U1		160
	116	139	453	1,3	12,54	2KJ1007 - ■HF13 - ■■T1		160
	126	151	418	1,6	11,57 ★	2KJ1007 - ■HF13 - ■■S1		160
	136	163	387	2,0	10,73	2KJ1007 - ■HF13 - ■■R1		160
	144	173	366	2,2	10,13 ★	2KJ1007 - ■HF13 - ■■Q1		160
	154	185	342	2,7	9,47	2KJ1007 - ■HF13 - ■■P1		160
	173	208	304	3,3	8,42 ★	2KJ1007 - ■HF13 - ■■N1		160
	183	220	287	3,7	7,95	2KJ1007 - ■HF13 - ■■M1		160
	204	245	258	4,3	7,14 ★	2KJ1007 - ■HF13 - ■■L1		160
	E.128-LA132SB4							
	143	172	366	1,5	10,14 ★	2KJ1006 - ■HF13 - ■■T1		136
	155	186	339	1,7	9,40	2KJ1006 - ■HF13 - ■■S1		136
	163	196	323	2,0	8,94 ★	2KJ1006 - ■HF13 - ■■R1		136
	174	209	301	2,4	8,35	2KJ1006 - ■HF13 - ■■Q1		136
	197	236	266	3,1	7,37 ★	2KJ1006 - ■HF13 - ■■P1		136
	209	251	251	3,5	6,95	2KJ1006 - ■HF13 - ■■N1		136
	234	281	225	4,1	6,23 ★	2KJ1006 - ■HF13 - ■■M1		136
	253	304	208	4,6	5,75	2KJ1006 - ■HF13 - ■■L1		136
	E.108-LA132SB4							
	266	319	197	3,3	5,46 ★	2KJ1005 - ■HF13 - ■■K1		99
	291	349	180	3,8	5,00	2KJ1005 - ■HF13 - ■■J1		99
	342	410	154	4,7	4,26	2KJ1005 - ■HF13 - ■■H1		99
	387	464	136	4,4	3,76 ★	2KJ1005 - ■HF13 - ■■G1		99
	E.88-LA132SB4							
	173	208	304	0,81	8,42 ★	2KJ1004 - ■HF13 - ■■Q1		78
	189	227	278	0,88	7,69	2KJ1004 - ■HF13 - ■■P1		78
	206	247	255	1,1	7,07 ★	2KJ1004 - ■HF13 - ■■N1		78
	223	268	236	1,3	6,53	2KJ1004 - ■HF13 - ■■M1		78
	240	288	219	1,3	6,06 ★	2KJ1004 - ■HF13 - ■■L1		78
	258	310	204	1,6	5,65	2KJ1004 - ■HF13 - ■■K1		78
	285	342	184	2,0	5,11 ★	2KJ1004 - ■HF13 - ■■J1		78
	310	372	170	2,3	4,70	2KJ1004 - ■HF13 - ■■H1		78

★ Reducción preferente

Para versiones de eje, ver la página 2/117

Para frecuencias y tensiones, ver la página 8/18

Para formas de carcasa, ver la página 2/116

*) para forma constructiva B3

1, 2 ó 9

1 a 9

A, F, H ó R

Anexo 8. Selección de motoreductores de ejes coaxiales

Fuente: Tomado de: SIEMENS, “*Catalogo de Motoreductores D 87.1*”, España, 2008, p. 2/55.

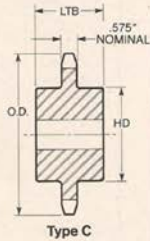
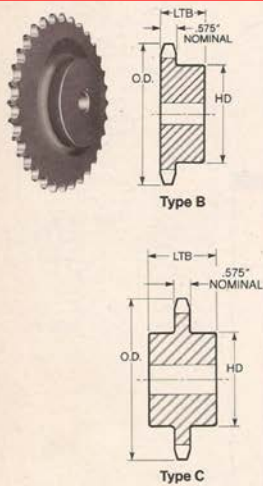
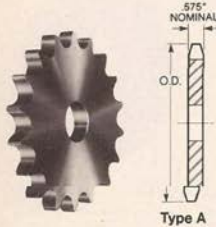
80

ROLLER CHAIN SPROCKETS

1" PITCH

Morse

No. 80 single steel sprockets



Type A					Type B & C					
No. Teeth	Catalog No.	Outside Diam.	Stock Bore	Wt. Lbs.	Catalog No.	Bore		HD	LTB	Wt. Lbs.
						Stock	†Max.			
8	80A9	3.35	3/4	1.0	80B8	3/4	1 1/16	*1 1/16	1 1/8	1.5
9	80A10	3.68	3/4	1.2	80B9	3/4	1 1/8	*2 1/8	1 1/8	2.0
10	80A11	4.01	3/4	1.5	80B10	3/4	1 1/2	*2 3/16	1 1/8	2.6
11	80A12	4.33	3/4	1.8	80B11	3/4	1 5/8	*2 1/2	1 1/8	3.2
12	80A13	4.66	3/4	2.1	80B12	3/4	1 3/4	*3 1/8	1 1/8	4.0
13	80A14	4.98	3/4	2.5	80B13	3/4	1 7/8	*3 1/2	1 1/8	4.8
14	80A15	5.30	3/4	2.8	80B14	3/4	2 1/4	3 3/8	1 1/2	4.3
15	80A16	5.63	3/4	3.2	80B15	3/4	2 1/2	3 13/16	1 1/2	5.2
16	80A17	5.95	3/4	3.6	80B16	3/4	2 5/8	3 7/8	1 1/2	5.6
17	80A18	6.27	3/4	4.1	80B17	3/4	2 3/4	4 1/4	1 1/2	6.0
18	80A19	6.59	3/4	4.5	80B18	3/4	2 3/4	4 1/4	1 1/2	7.0
19	80A20	6.91	3/4	5.0	80B19	3/4	2 3/4	4 1/4	1 1/2	7.5
20	80A21	7.24	3/4	5.6	80B20	3/4	2 3/4	4 1/4	1 1/2	8.0
21	80A22	7.56	3/4	6.1	80B21	3/4	2 3/4	4 1/4	1 1/2	9.8
22	80A23	7.88	3/4	6.7	80B22	3/4	2 3/4	4 1/4	1 1/2	10.3
23	80A24	8.20	3/4	7.3	80B23	3/4	2 3/4	4 1/4	1 1/2	10.9
24	80A25	8.52	3/4	7.9	80B24	3/4	2 3/4	4 1/4	1 1/2	11.5
25	80A26	8.84	1	8.0	80B25	3/4	2 3/4	4 1/4	1 1/2	12.1
26	80A27	9.16	1	8.7	80B26	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	15.2
27	80A28	9.48	1	9.5	80B27	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	15.9
28	80A29	9.80	1	10.1	80B28	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	16.6
29	80A30	10.11	1	11.0	80B29	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	17.3
30	80A31	10.43	1	11.8	80B30	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	18.1
31	80A32	10.75	1	12.4	80B31	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	18.9
32	80A33	11.07	1	13.5	80B32	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	19.7
33	80A34	11.39	1	14.3	80B33	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	20.5
34	80A35	11.71	1	15.0	80B34	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	21.4
35	80A36	11.98	1	15.6	80B35	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	22.3
36	80A37	12.35	1	16.6	80B36	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	23.2
37	80A38	12.67	1	17.4	80B37	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	25.1
38	80A39	12.99	1	19.0	80B38	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	26.1
39	80A40	13.31	1	20.0	80B39	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	27.2
40	80A41	13.63	1	20.7	80B40	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	28.2
41	80A42	13.94	1	21.3	80B41	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	29.3
42	80A43	14.26	1	23.0	80B42	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	31.5
43	80A44	14.58	1	23.9	80B43	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	32.7
44	80A45	14.90	1	25.7	80B44	1	3 1/4	4 3/4	1 15/16	35.4
45	80A46	15.22	1	26.3	80B45	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	36.8
46	80A47	15.54	1	27.5	80B46	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	37.8
47	80A48	15.86	1	28.8	80B47	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	39.1
48	80A49	16.18	1	31.3	80B48	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	40.5
49	80A50	16.50	1	32.4	80B49	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	42.0
50	80A51	16.81	1	33.9	80B50	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	43.5
51	80A52	17.13	1	36.1	80B51	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	45.0
52	80A53	17.45	1	34.9	80B52	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	46.5
53	80A54	17.77	1	35.6	80B53	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	48.0
54	80A55	18.09	1	38.1	80B54	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	49.5
55	80A56	18.41	1	39.9	80B55	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	51.0
56	80A57	18.73	1	40.8	80B56	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	52.5
57	80A58	19.04	1	41.8	80B57	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	54.0
58	80A59	19.36	1	43.0	80B58	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	55.5
59	80A60	19.64	1	43.6	80B59	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	57.0
60	80A61	20.00	1	46.3	80B60	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	58.5
61	80A62	20.36	1	48.0	80B61	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	60.0
62	80A63	20.72	1	50.0	80B62	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	61.5
63	80A64	21.08	1	52.0	80B63	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	63.0
64	80A65	21.44	1	54.0	80B64	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	64.5
65	80A66	21.80	1	56.0	80B65	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	66.0
66	80A67	22.16	1	58.0	80B66	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	67.5
67	80A68	22.52	1	60.0	80B67	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	69.0
68	80A69	22.88	1	62.0	80B68	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	70.5
69	80A70	23.24	1	64.0	80B69	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	72.0
70	80A71	23.60	1	66.0	80B70	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	73.5
71	80A72	23.96	1	68.0	80B71	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	75.0
72	80A73	24.32	1	70.0	80B72	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	76.5
73	80A74	24.68	1	72.0	80B73	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	78.0
74	80A75	25.04	1	74.0	80B74	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	79.5
75	80A76	25.40	1	76.0	80B75	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	81.0
76	80A77	25.76	1	78.0	80B76	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	82.5
77	80A78	26.12	1	80.0	80B77	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	84.0
78	80A79	26.48	1	82.0	80B78	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	85.5
79	80A80	26.84	1	84.0	80B79	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	87.0
80	80A81	27.20	1	86.0	80B80	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	88.5
81	80A82	27.56	1	88.0	80B81	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	90.0
82	80A83	27.92	1	90.0	80B82	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	91.5
83	80A84	28.28	1	92.0	80B83	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	93.0
84	80A85	28.64	1	94.0	80B84	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	94.5
85	80A86	29.00	1	96.0	80B85	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	96.0
86	80A87	29.36	1	98.0	80B86	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	97.5
87	80A88	29.72	1	100.0	80B87	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	99.0
88	80A89	30.08	1	102.0	80B88	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	100.5
89	80A90	30.44	1	104.0	80B89	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	102.0
90	80A91	30.80	1	106.0	80B90	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	103.5
91	80A92	31.16	1	108.0	80B91	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	105.0
92	80A93	31.52	1	110.0	80B92	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	106.5
93	80A94	31.88	1	112.0	80B93	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	108.0
94	80A95	32.24	1	114.0	80B94	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	109.5
95	80A96	32.60	1	116.0	80B95	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	111.0
96	80A97	32.96	1	118.0	80B96	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	112.5
97	80A98	33.32	1	120.0	80B97	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	114.0
98	80A99	33.68	1	122.0	80B98	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	115.5
99	80A100	34.04	1	124.0	80B99	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	117.0
100	80A101	34.40	1	126.0	80B100	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	118.5
101	80A102	34.76	1	128.0	80B101	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	120.0
102	80A103	35.12	1	130.0	80B102	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	121.5
103	80A104	35.48	1	132.0	80B103	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	123.0
104	80A105	35.84	1	134.0	80B104	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	124.5
105	80A106	36.20	1	136.0	80B105	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	126.0
106	80A107	36.56	1	138.0	80B106	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	127.5
107	80A108	36.92	1	140.0	80B107	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	129.0
108	80A109	37.28	1	142.0	80B108	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	130.5
109	80A110	37.64	1	144.0	80B109	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	132.0
110	80A111	38.00	1	146.0	80B110	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	133.5
111	80A112	38.36	1	148.0	80B111	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	135.0
112	80A113	38.72	1	150.0	80B112	1	3 1/2	5 1/4	1 15/16	136.5

Standard Keyseats

Bore Range	Keyseat
1/2" — 3/4"	1/8" x 1/16"
3/4" — 1"	3/16" x 3/32"
1" — 1 1/4"	1/4" x 1/8"
1 1/4" — 1 1/2"	5/16" x 5/32"
1 1/2" — 1 3/4"	3/8" x 3/16"
1 3/4" — 2"	1/2" x 1/4"
2" — 2 1/4"	5/8" x 5/16"
2 1/4" — 2 1/2"	3/4" x 3/8"
2 1/2" — 2 3/4"	7/8" x 7/16"
2 3/4" — 3"	1" x 1/2"

* Hub recessed for chain clearance.

† Maximum bores shown will accommodate standard keyway and setscrew over keyway. Slightly larger bores are possible

ACERO AISI-SAE 1018 (UNS G10180)

1. Descripción: este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A 108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 126 HB (71 HRb)
Esfuerzo de fluencia 370 MPa (53700 PSI)
Esfuerzo máximo 440 MPa (63800 PSI)
Elongación máxima 15% (en 50 mm)
Reducción de área 40%
Modulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.15 – 0.20 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA -AISI 1018

Anexo 10. Propiedades del Acero AISI 1018

Fuente: Tomado de: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>

705=AISI 4340
Acero bonificado para maquinaria


GENERALIDADES: 705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido que los demás aceros aleados para maquinaria. Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requeriría luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Susceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrado.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	V
705	0.36	0.25	0.70	—	—	1.40	1.40	0.20
AISI 4340	0.35-0.40	0.20-0.35	0.60-0.80	0.04	0.04	1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4340
DIN	34CrNiMo6
W.Nr	1.6582
JIS	SNCM1
AFNOR	35NCD6

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la Tracción	90-110 Kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 45%
Resistencia al impacto, KU	aprox. 20 J
Dureza	270-330 HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia
DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades se garantizan hasta Ø250 mm. Medidas mayores, favor consultarnos.

APLICACIONES:
1. Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:

- ejes
- cardanes
- cigüeñales
- ejes de leva
- tornillería de alta resistencia

2. Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:

- árboles para trituradoras
- ejes de transmisión de grandes dimensiones
- engranajes de temple por llama, inducción o nitruración
- barras de torsión
- mandriles
- portaherramientas

3. Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

Anexo 11. Propiedades del Acero AISI 4340

Fuente: Tomado de la p. 25 de: <http://www.elacero.com.ec/pdf/aceros.pdf>

$$S_e' = \left\{ \begin{array}{ll} 0.504 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \end{array} \right\}$$

700 MPa $S_{ut} \times 1400 \text{ MPa}$

Tabla 7.4

Factores de acabado superficial

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	kpsi	Mpa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272	-0.995

Factor de carga k_c

El factor de carga está dado por la ecuación

$$k_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial } S_{ut} \leq 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{carga axial } S_{ut} > 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{flexión} \\ 0.577 & \text{torsión y cortante} \end{cases}$$

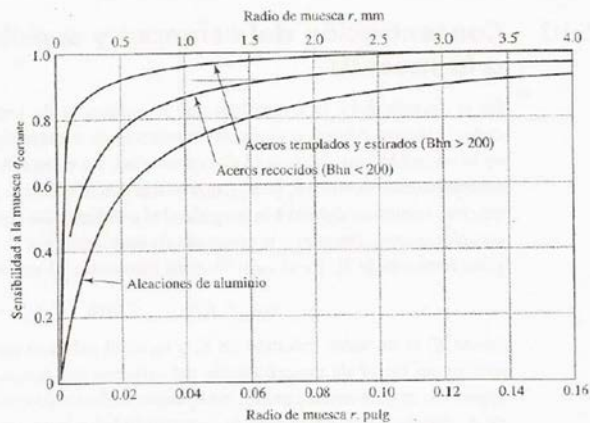
Tabla 6-5

Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_o	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

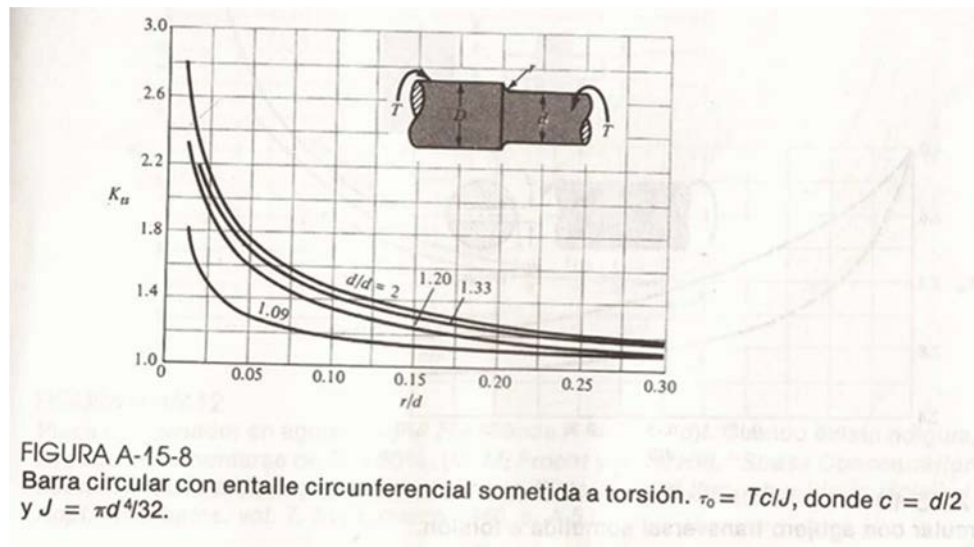
Figura 6-21

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de $q_{correla}$ correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



Anexo 12. Clasificación de S_e' según la resistencia mínima a la tensión.

Fuente: Tomado de: SHIGLEY; “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”; Cuarta Edición; Editorial McGraw-Hill; p.312-388



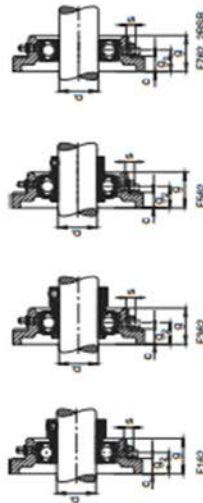
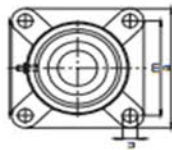
Anexo 13. Clasificación de Kf resistencia a la fatiga.

Fuente: Tomado de: SHIGLEY; “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”; Cuarta Edición; Editorial McGraw-Hill; p.847

Unidades FAG de rodamientos S

Series F162, F362, F562, F762...2RSR

Soporte brida de fundición gris



Eje	Dimensiones				Tornillos de fijación				Denominación abridada		Peso	
	d	a	c	g	m	u	max	s	Unidad de soporte	Rodamiento con dispositivo de seguridad	Soporte	Unidad de rodamiento S
mm in	mm					mm		mm in	FAG	FAG	FAG	kg
1	25,4	30	13	30	19	70	13,5	1/2	F162S, 100	1620S, 100	720S	1,27
	25,4	30	13	30	19	70	13,5	1/2	F362S, 100	3620S, 100	720S	1,27
	25,4	30	13	30	19	70	13,5	1/2	F562S, 100	5620S, 100	720S	0,288
1 1/8	25,4	30	13	30	19	70	13,5	1/2	F162S, 101	1620S, 101	720S	1,33
	25,4	30	13	30	19	70	13,5	1/2	F362S, 101	3620S, 101	720S	1,33
	25,4	30	13	30	19	70	13,5	1/2	F562S, 101	5620S, 101	720S	1,35
1 1/4	25,4	30	13	30	19	70	13,5	1/2	F162S, 102	1620S, 102	720S	1,31
	25,4	30	13	30	19	70	13,5	1/2	F362S, 102	3620S, 102	720S	1,31
	25,4	30	13	30	19	70	13,5	1/2	F562S, 102	5620S, 102	720S	1,35
30	30	30	14	30,5	20	82,5	13,5	1/2	F162S, 103	1620S, 103	720S	1,32
	30	30	14	30,5	20	82,5	13,5	1/2	F362S, 103	3620S, 103	720S	1,32
	30	30	14	30,5	20	82,5	13,5	1/2	F562S, 103	5620S, 103	720S	1,31
1 1/8	30,163	106	14	30,5	20	82,5	13,5	1/2	F162S, 104	1620S, 104	720S	1,3
	30,163	106	14	30,5	20	82,5	13,5	1/2	F362S, 104	3620S, 104	720S	1,31
	30,163	106	14	30,5	20	82,5	13,5	1/2	F562S, 104	5620S, 104	720S	1,31
1 1/4	31,29	106	14	30,5	20	82,5	13,5	1/2	F162S, 104	1620S, 104	720S	1,28
	31,29	106	14	30,5	20	82,5	13,5	1/2	F362S, 104	3620S, 104	720S	1,28
	31,29	106	14	30,5	20	82,5	13,5	1/2	F562S, 104	5620S, 104	720S	1,28
1 1/2	31,29	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F162S, 104	1620S, 104	720S	1,43
	31,29	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F362S, 104	3620S, 104	720S	1,43
	31,29	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F562S, 104	5620S, 104	720S	1,41
1 3/8	33,033	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F162S, 105	1620S, 105	720S	1,33
	33,033	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F362S, 105	3620S, 105	720S	1,33
	33,033	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F562S, 105	5620S, 105	720S	1,31
1 3/4	34,025	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F162S, 106	1620S, 106	720S	1,4
	34,025	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F362S, 106	3620S, 106	720S	1,4
	34,025	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F562S, 106	5620S, 106	720S	1,38
35	35	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F162S, 107	1620S, 107	720S	1,4
	35	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F362S, 107	3620S, 107	720S	1,4
	35	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F562S, 107	5620S, 107	720S	1,39
1 3/8	35,513	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F162S, 107	1620S, 107	720S	1,35
	35,513	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F362S, 107	3620S, 107	720S	1,35
	35,513	118	15	30,5	21	92	13	5/8	F562S, 107	5620S, 107	720S	1,35

Por favor, verifique cualquier cambio de las dimensiones al reemplazar soportes viejos por nuevos.

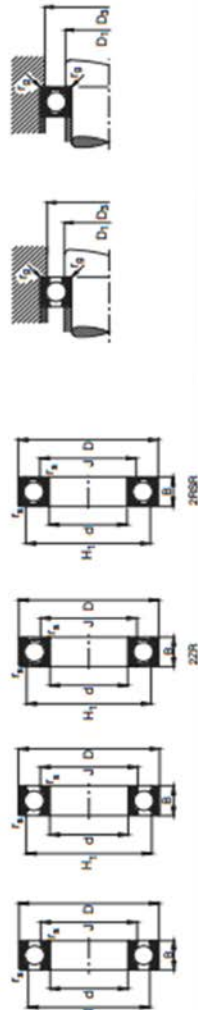
Buy, desmonte también con sus miembros otras especificaciones, no deben en sustitución.

Anexo 14. Selección de Chumaceras Soporte abridado.

Fuente: Tomado de: FAG, “Catalogo de Selección de rodamientos”, Schweinfurt, Alemania, 2006, p.528

Los redimidos pueden alcanzar una duración de vida limitada, si *CalPax*, ver Pág.41.

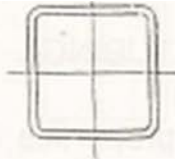
Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Eye	Dimensiones		Peso		J		H	Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares		
	d	D	B	S _{min}	H	J	H ₁	d _{yn} C	est. C ₀	mm ²		FlaG	Δ _{min}	Δ _{max}	f _{max}
	mm							kN					mm		
10	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
	10	20	8	0,3	27,4	14,7	22,5	4,55	1,96	34000	37000	6000	12	24	0,3
12	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	12	24	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
15	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3
	15	30	8	0,3	27,4	14,7	22,5	5,1	2,36	37000	40000	6500	14	28	0,3

Bajo demanda también son suministrables estas ejecuciones; no duden en contactarnos.

Fuente: Tomado de: FAG, “*Catalogo de Selección de rodamientos*”, Schweinfurt, Alemania, 2006, p.158



STRUCTURAL TUBING

Square

Dimensions and properties

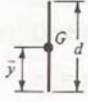
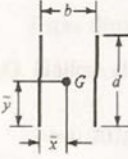
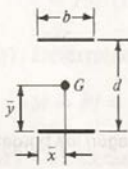
Dimensions				Properties**					
Nominal* Size	Wall Thickness		Weight per Ft	Area	<i>I</i>	<i>S</i>	<i>r</i>	<i>J</i>	<i>Z</i>
In.	In.		Lb.	In. ²	In. ⁴	In. ³	In.	In. ⁴	In. ³
4.5×4.5	0.2500	1/4	13.91	4.09	12.1	5.36	1.72	19.7	6.43
	0.1875	3/16	10.70	3.14	9.60	4.27	1.75	15.4	5.03
4×4	0.5000	1/2	21.63	6.36	12.3	6.13	1.39	21.8	8.02
	0.3750	3/8	17.27	5.08	10.7	5.35	1.45	18.4	6.72
	0.3125	5/16	14.83	4.36	9.58	4.79	1.48	16.1	5.90
	0.2500	1/4	12.21	3.59	8.22	4.11	1.51	13.5	4.97
	0.1875	3/16	9.42	2.77	6.59	3.30	1.54	10.6	3.91
3.5×3.5	0.3125	5/16	12.70	3.73	6.09	3.48	1.28	10.4	4.35
	0.2500	1/4	10.51	3.09	5.29	3.02	1.31	8.82	3.70
	0.1875	3/16	8.15	2.39	4.29	2.45	1.34	6.99	2.93
3×3	0.3125	5/16	10.58	3.11	3.58	2.39	1.07	6.22	3.04
	0.2500	1/4	8.81	2.59	3.16	2.10	1.10	5.35	2.61
	0.1875	3/16	6.87	2.02	2.60	1.73	1.13	4.28	2.10
2.5×2.5	0.3125	5/16	8.45	2.48	1.87	1.50	0.868	3.32	1.96
	0.2500	1/4	7.11	2.09	1.69	1.35	0.899	2.92	1.71
	0.1875	3/16	5.59	1.64	1.42	1.14	0.930	2.38	1.40
2×2	0.3125	5/16	6.32	1.86	0.880	0.880	0.690	1.49	1.11
	0.2500	1/4	5.41	1.59	0.766	0.766	0.694	1.36	1.00
	0.1875	3/16	4.32	1.27	0.668	0.668	0.726	1.15	0.840

*Outside dimensions across flat sides.
 **Properties are based upon a nominal outside corner radius equal to two times the wall thickness

Anexo 17. Propiedades y Dimensiones de Tubería cuadrada

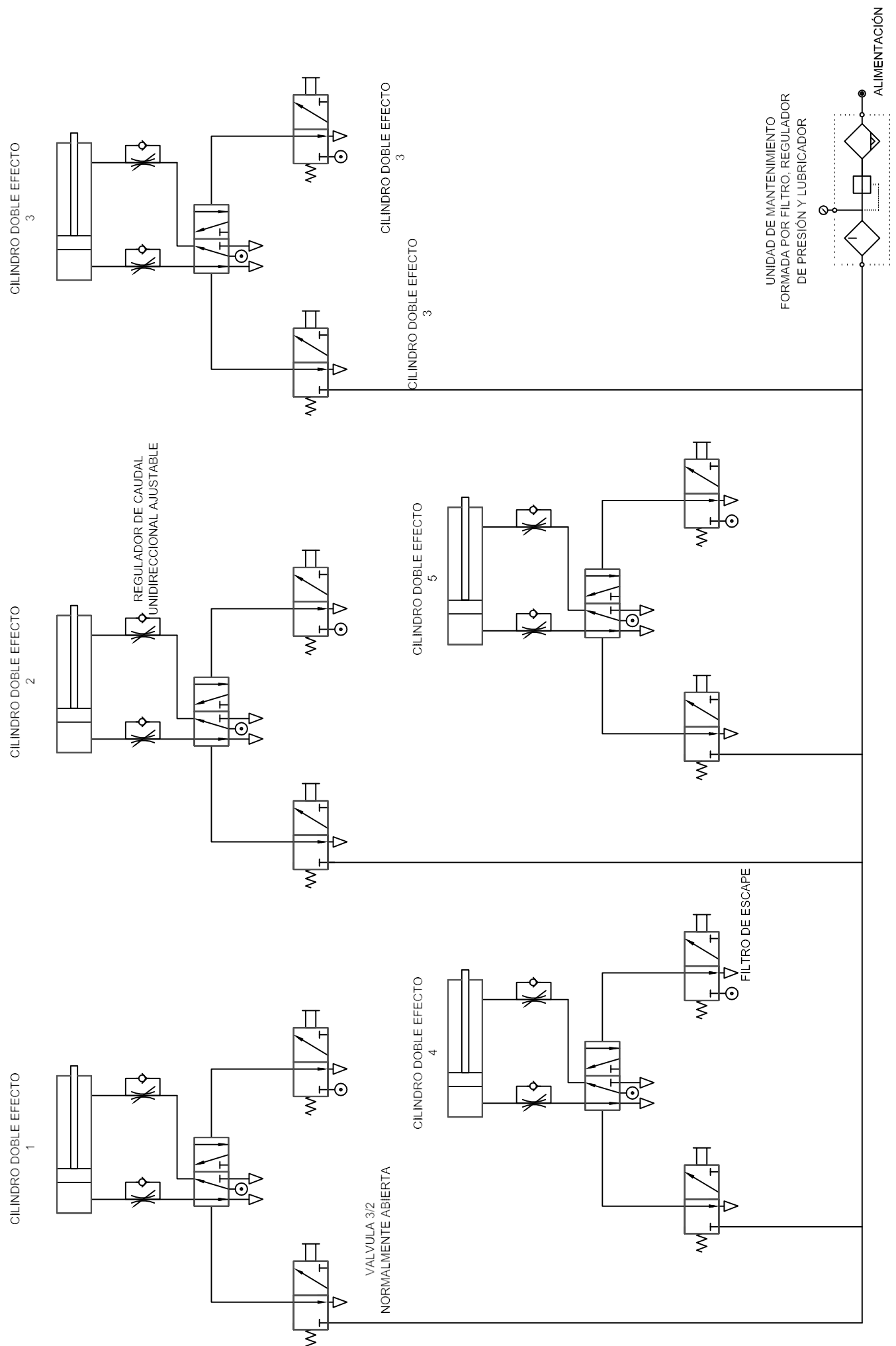
Fuente: Tomado de: AISC, “*Steel Construction Allowable Stress Desing*”, USA, 1995, p. I-96.

TABLA 9-3
Propiedades a la flexión de uniones de soldaduras de filete

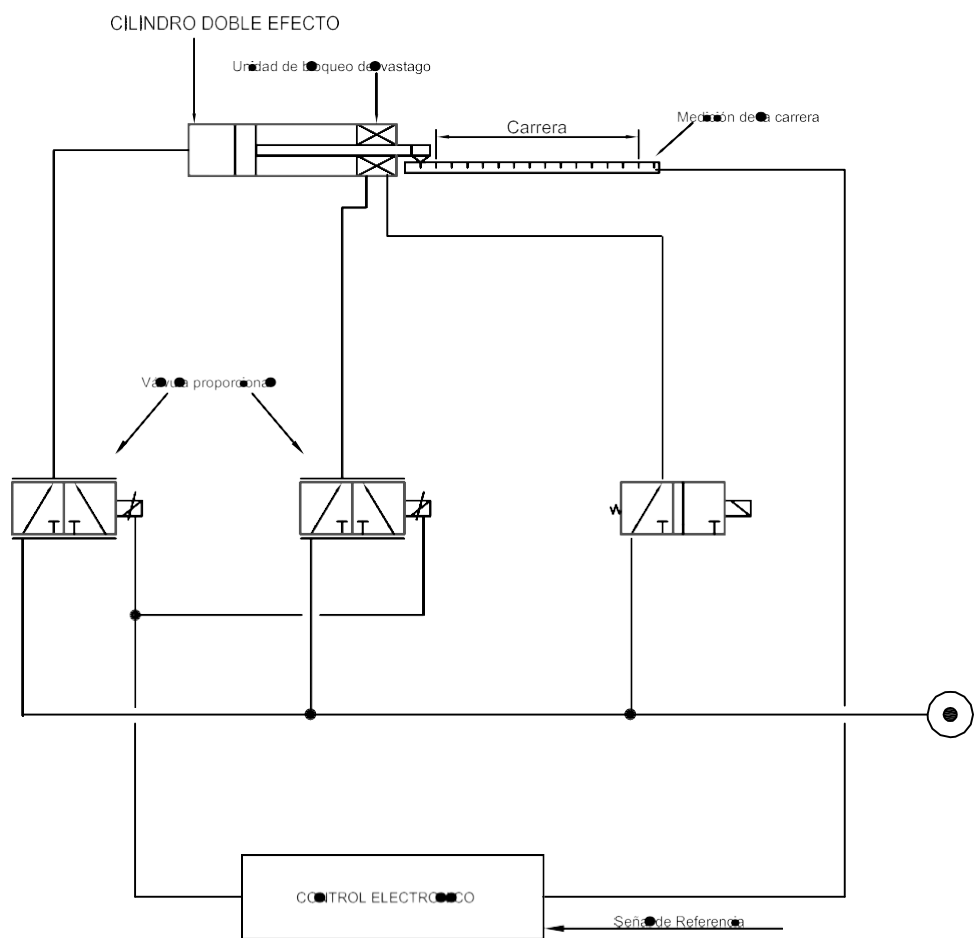
FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$

Anexo 18. Propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete

Fuente: Tomado de: SHIGLEY; “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”; Cuarta Edición; Editorial McGraw-Hill; p. 448



Anexo 19. Diagrama del sistema neumático de la enderezadora
Fuente: AUTOR



Anexo 20. Diagrama del control de la posición

Fuente: THOMSON; Jhon, "NEUMÁTICA", Segunda Edición, Paraninfo, España, 2003.

PLANOS